

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Rekonstrukce zvedacího stolu orchestřiště

Reconstruction of Orchestra Pit Lifting Table

Student:

Bc. Petr Lukeš

Vedoucí diplomové práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Lukeš**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Rekonstrukce zvedacího stolu orchestřiště**
Reconstruction of Orchestra Pit Lifting Table

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci řešení diplomové práce navrhnete rekonstrukci současného zvedacího stolu orchestřiště ve Filharmonii Hradec Králové o.p.s. Svou pozornost zaměřte především na pohonné jednotky zdvihu, mechanické převodovky, svislé trapézové šrouby a vodicí tyče. Součástí rekonstrukce bude možnost vyrovnání pochozí plochy zvedacího stolu do úrovně okolní pevné podlahy jeviště.

Diplomová práce bude dále obsahovat:

- analýzu a řešení dané problematiky
- konstrukční návrhy vybraných uzlů
- 3D modely v systému CAD
- nutné technické výpočty
- příslušnou výkresovou dokumentaci

Vezměte v úvahu následující technické parametry:

Rozměry stolu: 11,3 x 2,9 m

Hmotnost pohybujících se částí (dřevěná podlaha + příhradová konstrukce): 4800 kg

Statická nosnost (možné zatížení za klidu): 500 kg.m⁻²

Dynamická nosnost (nemění se za pohybu): 100 kg.m⁻²

Zdvih: 2830 mm

Minimální rychlost zdvihu: 0,017 m.s⁻¹

Přesnost polohování: ±1 mm

Minimální životnost pohonů zdvihu: 5000 h

Minimální záruka na pohony: 10 let

Okolní teplota: 15÷35 °C

Maximální průměrný počet zdvihů (nahoru a následně dolů): 4 zdvihy/den

Počet dnů provozu: 300 dnů/rok

Minimální přestávka mezi zdvihy (nahoru a následně dolů): 10 min

Nepřítomnost lidských osob při pohybu spouštěcího jeviště

Bližší specifikace nutných technických údajů a požadavků bude upřesněna v průběhu řešení diplomové práce ve spolupráci s firmou OCHI-INŽENÝRING s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

- JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
- SERENSEN, S. V., KOGAJEV, V. P., ŠNEJDEROVIČ, R.M. *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. Praha, SNTL, 1967.
- LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.
- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

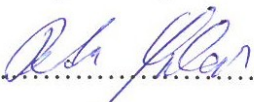


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

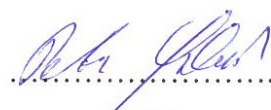
V Ostravě 11.5.2016.....


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19.5.2016.


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Petr Lukeš

Adresa trvalého pobytu autora práce: Hradec – Nová Ves 87, Hradec – Nová Ves, 79084

Anotace diplomové práce

LUKEŠ, Petr. *Rekonstrukce zvedacího stolu orchestřiště*. Ostrava, 2016. Diplomová práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. Katedra výrobních strojů a konstruování, 78 s. Vedoucí práce Dr.Ing. Jaroslav Melecký.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem rekonstrukce zvedacího stolu orchestřiště ve Filharmonii Hradec Králové o.p.s. Zvedací stůl slouží k dopravě zařízení na pochozí plochu jeviště. Řešení je provedeno v souladu s normou pro jevištní technologická zařízení. V první části práce řeší vyhodnocení opotřebení součástí pohonu stolu a možné technické řešení rekonstrukce. Druhá část je zaměřena na konstrukční návrh jednotlivých součástí. Ten je doplněn pevnostními výpočty a kontrolou metodou konečných prvků. Výsledkem práce je cenově nenáročné řešení. Zahrnuje uchycení jednotlivých konstrukčních prvků zdvižných převodovek a lineárního vedení. Součástí práce je výkresová dokumentace jednotlivých konstrukčních uzlů.

Annotation of master thesis

LUKEŠ, Petr. *Reconstruction of Orchestra Pit Lifting Table*. Ostrava, 2016. Master Thesis. VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering. Department of Production Machines and Design, 78 p. Thesis head Dr.Ing. Jaroslav Melecký.

This thesis describes the design of reconstruction of lift table orchestra in Hradec Králové Philharmonic o.p.s. Lifting table used to transport equipment to the walking surface stage. The solution is carried out in accordance with the standard for stage technology equipment. The first part addresses the evaluation of wear on the drive components table and possible technical solutions reconstruction. The second part focuses on the engineering design of individual components. This is supplemented by strength calculations and control of the finite element method. The result is a cost-effective solution. It includes mounting individual structural elements of lifting gear and linear guides. The thesis includes drawings of each structural nodes.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	10
1 Úvod.....	14
2 Stávající stav	15
2.1 Měření opotřebení pohonů.....	16
3 Rešerše dostupných zdvižných zařízení	18
3.1 Topořivé řetězy	18
3.2 Spirallift	19
3.3 Lineární elektrohydraulické aktuátory	20
3.4 Zdvižné převodovky	21
4 Výběr z normy ČSN 91 8112	22
5 Varianty zdvižného systému stolu	23
5.1 Nůžkové zdvižné zařízení.....	23
5.2 Zdvih elektrohydraulickými aktuátory	24
5.3 Zdvižné převodovky	25
6 Reakce ve šroubech	26
6.1 Zjištění reakcí numericky	26
6.1.1 Statické zatížení na jeden šroub.....	26
6.1.2 Dynamické zatížení na jeden šroub	27
6.2 Zjištění reakcí pomocí Analýzy rámových konstrukcí	27
6.2.1 Přepočet zatížení	27
6.2.2 Dynamické zatížení.....	28
6.2.3 Statické zatížení	29
7 Návrh zdvižných převodovek a pohonu	30
7.1 Ekvivalentní zatížení.....	30
7.2 Volba zdvižné převodovky	31
7.3 Volba motoru a převodového poměru	33

7.3.1 Přepočet skutečných parametrů	35
8 Kontrola pohybového šroubu.....	35
8.1 Výpočet napětí v krutu.....	36
8.2 Kontrola vzpěrné pevnosti	37
8.3 Výsledné napětí v pohybovém šroubu.....	38
8.4 Kontrola matice.....	38
9 Návrh brzdy	38
10 Návrh kardanové hřídele.....	40
10.1 Kontrola kardanové hřídele	41
11 Schéma zdvižného stolu po rekonstrukci.....	43
11.1 Stručný postup montáže.....	44
12 Dispozice pohonu	44
13 Kotvy do betonu.....	45
14 Materiál jednotlivých komponentů.....	46
15 Kontrola motorové příruby	47
16 Pevnostní kontrola spodního uložení převodovky.....	48
16.1 Zatížení a dotyky	48
16.2 Výsledky	49
16.3 Kontrola tlaku podkladových podložek.....	51
17 Uložení matic.....	51
17.1 Výpočet utahovacího momentu	53
17.2 Kontrola šroubů na tah od osově síly.....	56
17.3 Kontrola svarových spojů	56
17.4 Pevnostní analýza	58
17.4.1 Zatížení a dotyky	59
17.4.2 Výsledky	59
18 Horní uložení šroubu	61

19 Lineární vedení stolu	63
19.1 Uložení pojezdového ložiska - kladky	64
19.2 Nosná konzole vedení	65
19.3 Horní uložení vedení	66
19.4 Kontrola vysoce zátěžové kotvy	68
19.5 Pevnostní kontrola zadního uložení vedení	69
19.5.1 Zatížení a dotyky	70
19.5.2 Výsledky	70
20 Bezpečnostní prvky a řízení	72
20.1 Bezpečnost	72
20.2 Řízení a regulace	73
21 Závěr	74
22 Seznam použité literatury	75
23 Seznam příloh	77

Seznam použitých značek a symbolů

a	Velikost koutového svaru	[mm]
b	Šířka těsného pera	[mm]
C_s	Pracovní součinitel	[-]
C_t	Teplotní součinitel	[-]
D_1	Malý průměr závitu matice	[mm]
D_2	Střední průměr závitu matice	[mm]
D_4	Velký průměr závitu matice	[mm]
d	Velký průměr závitu šroubu	[mm]
d_w	Průměr osazení pod hlavou šroubu	[mm]
d_{lp}	Průměr otvoru podložky	[mm]
d_2	Střední průměr závitu šroubu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu šroubu	[mm]
E	Modul pružnosti v tlaku	[MPa]
e	Vzdálenost krajního vlákna	[mm]
F_A	Únosnost fixního ložiska v axiálním směru	[N]
F_B	Boční síla	[N]
F_{BCx}	Celková boční síla v ose x	[N]
F_{BCy}	Celková boční síla v ose y	[N]
F_{B1x}	Boční síla v ose x	[N]
F_{B1y}	Boční síla v ose y	[N]
F_{B2x}	Boční síla v ose x	[N]
F_{B2y}	Boční síla v ose y	[N]
$F_{Do;D}$	Dovolená dynamická nosnost stolu	[kN·m ⁻²]
$F_{Do;S}$	Dovolená statická nosnost stolu	[kN·m ⁻²]
$F_{Do;D}'$	Přepočtená dynamická nosnost stolu	[N·m ⁻²]
$F_{Do;S}'$	Přepočtená statická nosnost stolu	[N·m ⁻²]
F_{DYN}	Celková zatěžující síla od dynamické nosnosti	[N]
$F_{DYN,celk}$	Celková zatěžující síla – dynamická	[N]
$F_{DYN,S}$	Síla na jeden šroub od dynamického zatížení	[N]
F_e	Ekvivalentní zatížení	[N]
F_{KA}	Reakce v kotvách	[N]
F_{KA}'	Zatěžující síla pro jednu kotvu	[N]
F_{KB}	Reakce v kotvách	[N]

F_{KR}	Kritická síla ve šroubu	[N]
F_{ms}	Zatěžující síla od hmotnosti stolu	[N]
F_N	Normální síla	[N]
F_{Nc}	Celková normální síla	[N]
F_o	Obvodová síla	[N]
$F_{oš}$	Osová síla šroubu	[N]
$F_{P,max}$	Maximální zatížení jedné podložky	[N]
F_R	Únosnost fixního ložiska v radiálním směru	[N]
F_{ST}	Celková zatěžující síla od statické nosnosti	[N]
$F_{ST,celk}$	Celková zatěžující síla - statická	[N]
$F_{ST,š}$	Síla na jeden šroub od statického zatížení	[N]
$F_{š,D}$	Dynamické zatížení pohybového šroubu	[N]
$F_{š,S}$	Statické zatížení pohybového šroubu	[N]
$F_{Uš}$	Síla ve šroubu od utahovacího momentu	[N]
f_{CK}	Střední pevnost betonu	[N·mm ⁻²]
f_M	Součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou	[-]
f_S	Součinitel využitelnosti	[-]
f_U	Součinitel tření	[-]
f_z	Součinitel tření v závitě	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
H_I	Nosná výška závitu	[mm]
h	Zdvih stolu	[mm]
h_C	Předběžná délka šroubu	[mm]
h_m	Výška matice	[mm]
i	Převodový poměr zdvižné převodovky	[-]
i_s	Poloměr setrvačnosti	[mm]
J	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
J_{min}	Minimální kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
J_x	Kvadratický moment průřezu k ose x	[mm ⁴]
k_s	Statická bezpečnost	[-]
L	Skutečná délka šroubu	[mm]
L_{red}	Redukovaná délka šroubu	[mm]
l	Délka těsného pera	[mm]
l'	Výpočtová délka těsného pera	[mm]

M_B	Brzdňý moment	[N·m]
M_K	Výpočtový krouťicí moment motoru	[N·m]
M_{KI}	Krouťicí moment přenášený jedním kardanem	[N·m]
M_N	Jmenovitý krouťicí moment motoru	[N·m]
M_{TM}	Třecí moment pod maticí	[N·m]
M_{TZ}	Třecí moment v závitu	[N·m]
$M_{TZ,D}$	Třecí moment v závitu od dynamického zatížení	[N·m]
$M_{TZ,S}$	Třecí moment v závitu od statického zatížení	[N·m]
M_U	Utahovací moment	[N·m]
m_s	Celková hmotnost stolu	[kg]
n	Počet pohybových šroubů	[-]
n_M	Otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_λ	Koeficient uložení prutu	[-]
P	Výkon	[W]
p	Stoupání závitu	[mm]
p_D	Dovolený měrný tlak	[MPa]
p_m	Skutečný měrný tlak v matici	[MPa]
p_p	Otlačení pera	[MPa]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
R_p	Reakce v předních šroubech	[N]
R_z	Reakce v zadních šroubech	[N]
S_p	Plocha podložky	[mm ²]
S_S	Nosná plocha zvedacího stolu	[m ²]
S_{SV}	Plocha svaru	[mm ²]
S_\S	Plocha průřezu šroubu	[mm ²]
t_F	Pracovní čas	[s]
t_S	Přestávka mezi zdvihy	[s]
t_I	Výška těsného pera	[mm]
v	Rychlost zdvihu	[m·s ⁻¹]
v_s'	Předběžná rychlost zdvihu	[m·s ⁻¹]
W_K	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
z	Počet závitů matice	[-]
α	Vrcholový úhel závitu	[°]

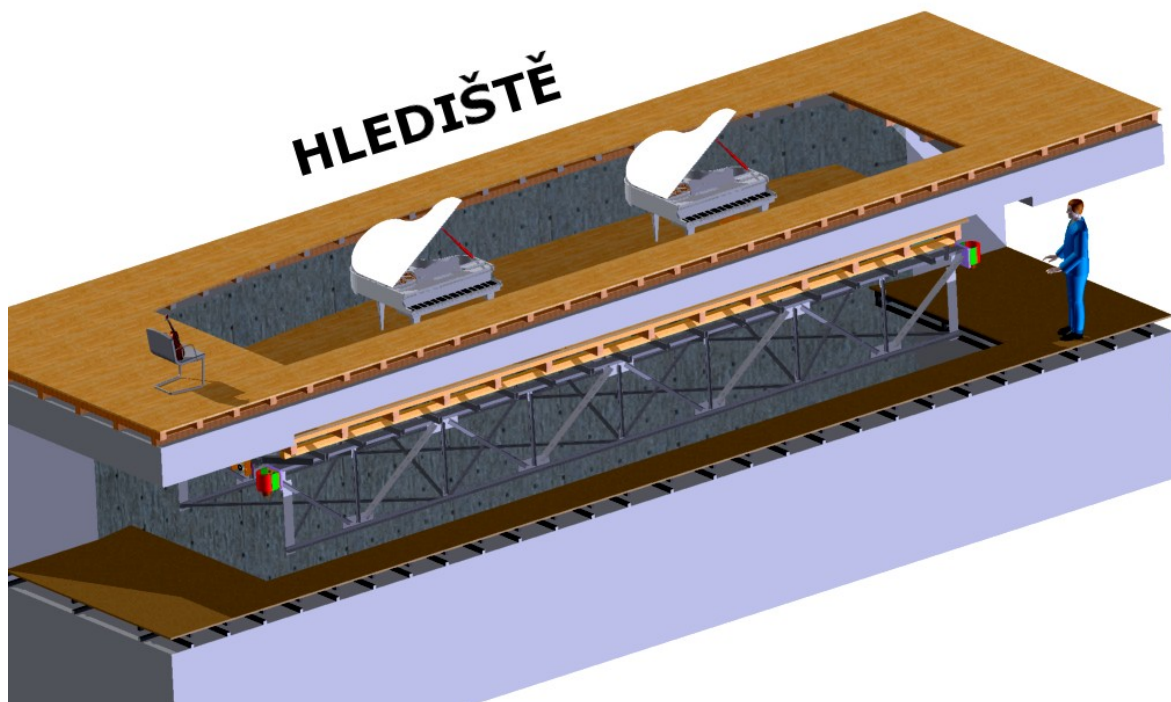
β	Součinitel tloušťky koutového svaru	[-]
φ'	Třecí úhel závitu	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]
λ	Štíhlost	[-]
λ_m	Mezní štíhlost	[-]
μ_m	Celková účinnost zdvižné převodovky	[-]
σ_D	Tlakové napětí	[MPa]
σ_{KR}	Kritické napětí ve šroubu	[MPa]
σ_{max}	Maximální napětí	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_t	Tahové napětí	[MPa]
τ_{DK}	Dovolené napětí pro střídavý krut	[MPa]
τ_K	Napětí v krutu	[MPa]
$\tau^{Mo} \perp$	Napětí ve svaru od ohybového momentu	[MPa]
$\tau^{F\check{s},s} //$	Napětí ve svaru od zatěžující síly	[MPa]

1 Úvod

Hlavním cílem této práce je navrhnout rekonstrukci současného zvedacího stolu orchestřiště (obr. 1) ve Filharmonii Hradec Králové o.p.s., kterou realizuje společnost OCHI INŽENÝRING s.r.o. Stůl o rozměrech 11,3 x 2,9 m je používán ve dvou základních stavech. Prvním je použití pro dopravu hudebních a doplňkových zařízení na jeviště filharmonie ze skladovacích prostorů pod scénou. Tento stav je popisován jako dynamické zatížení. Druhou základní funkcí stolu je pochozí plocha jeviště při horní pozici stolu. Při této poloze je stůl uvažován jako statický celek, tedy část pochozí plochy. Rozsah zdvihu mezi horní a spodní pozicí stolu je 2830 mm.

Cílem rekonstrukce jsou zejména pohonné jednotky, zařízení pro samotný zdvih stolu a lineární vedení stolu. Při rekonstrukci zůstane v plném rozsahu zachována příhradová konstrukce včetně dřevěné konstrukce a pochozí vrstvy. Zachovaný zůstane zástavbový prostor včetně technologické jámy samotného zařízení. Přívodní elektroinstalace zůstane také původní.

Všechny části rekonstrukce jsou řešeny v souladu s normou ČSN 91 8112 Jevištní technologická zařízení [3]. Důraz je kladen na nízké investiční náklady a jednoduchost výroby a montáže jednotlivých nových komponentů.



Obr. 1 - Zvedací stůl bez zdvižného zařízení

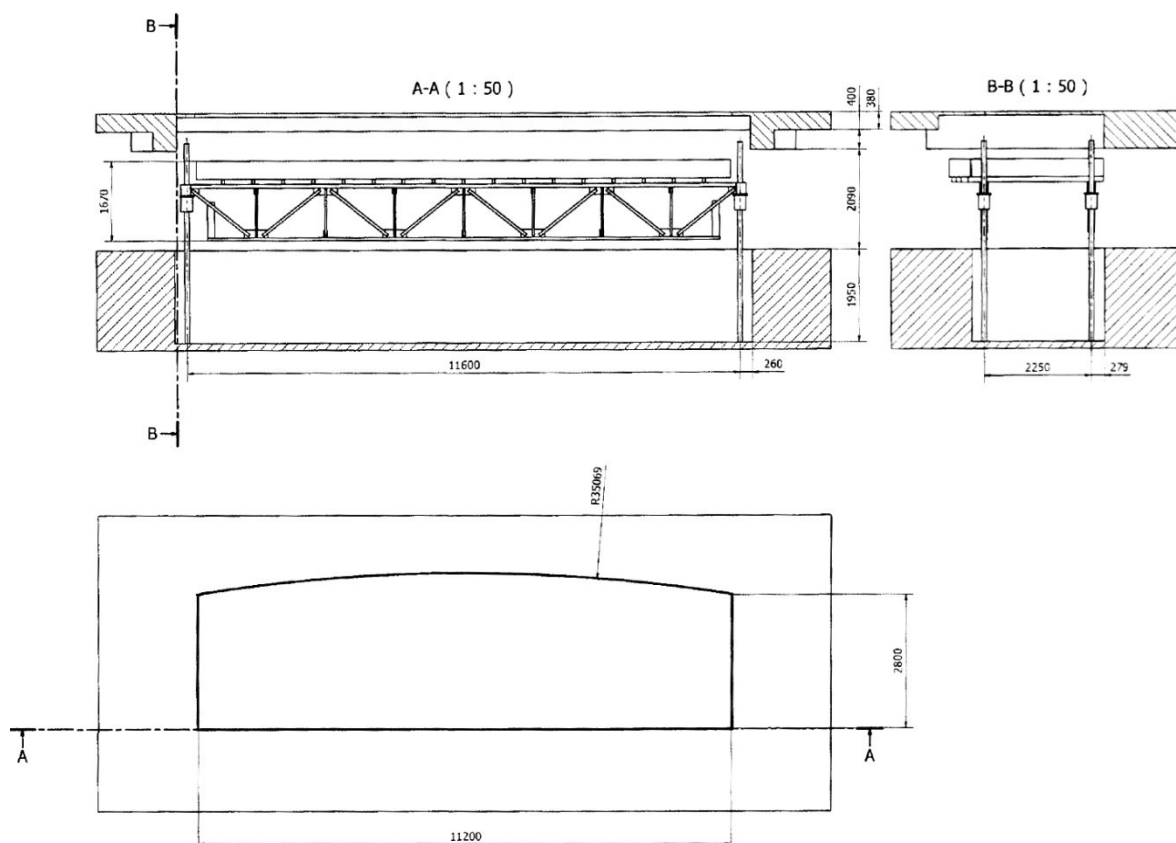
2 Stávající stav

Zvedací stůl orchestřiště (obr. 2) se nachází ve Filharmonii Hradec Králové (dále jen FHK). Ocelová konstrukce stolu je tvořena jako příhradová konstrukce posuvná ve svislém směru. Dva podélné příhradové vazníky jsou z dvojic L-profilů spojených styčnickovými deskami. V jejich rozponu 11,6 m je osazené zvedací zařízení. Na jejich horní pás jsou v příčném směru umístěny stropnice z jacklu 100×60×5 mm s roztečí 625 mm. Prostorovou tuhost konstrukce zajišťuje zavětrování. Přes stropnice probíhá rastr z dřevěných trámů. Hrubou podlahu tvoří OSB desky tl. 28 mm. Nášlapná podlahová vrstva je tvořena dřevěnými parketami.



Obr. 2 - Zvedací stůl - pohon

Rozměry stolu (obr. 3) jsou 11,2×2,8 m. V přední části je tvořen obloukem. Zdvih stolu mezi přízemím a jevištní plochou je 2870 mm. Při dolní poloze příhradová konstrukce zajíždí do zděné technologické jámy, v které jsou ukotveny pohybové šrouby. Její hloubka je 1950 mm. Horní uložení šroubů je provedeno kotevními konzolami do betonového průvlaku podlahy jeviště. Vedení stolu je zajištěno dvěma sloupy na kratších stranách. Po nich se odvaluje trojice kladek, které zachycují síly vzniklé v horizontální rovině.



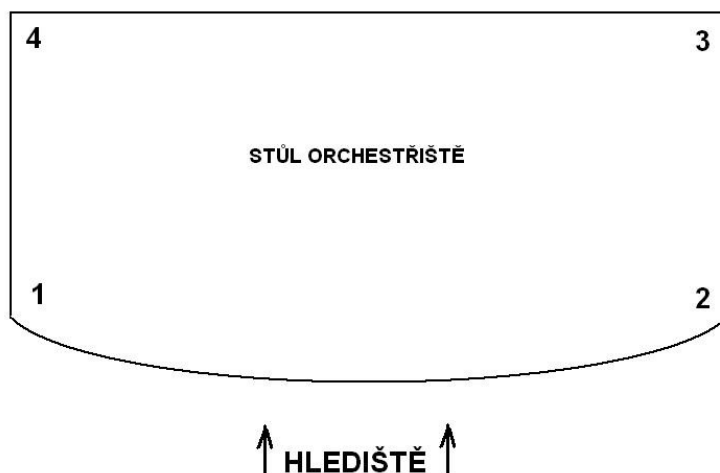
Obr. 3 - Dispoziční schéma od zadavatele

Čtveřice pohonných jednotek je složena z elektromotorů, mechanických převodovek a svislých trapézových šroubů (obr. 2). Motor o výkonu 5,5 kW, jehož nominální otáčky jsou 1445 min^{-1} je opatřen brzdou. Pomocí příruby je spojen s převodovkou s převodovým poměrem 5,61. Pracovní otáčky hnacího pastorku jsou cca 258 min^{-1} . Hnané kolo je spojeno s maticí šroubovým spojem. Rotační pohyb tedy vykonává matice, zatímco pohybový šroub s lichoběžníkovým rovnoramenným závitem Tr 100x5 je pevně ukotven v technologické jámě. Celá soustava motoru s převodovkou se pohybuje zároveň se zvedacím stolem.

2.1 Měření opotřebení pohonů

Stanovení míry opotřebení je kontrolováno nepřímou metodou za použití hydraulického zvedáku s odměřováním tlaku a indikátoru, který zaznamenává nadzvednutí šplhací (zdvižné) převodovky. Použitý tlak nepřesahuje 15 MPa. Měření se provádí třikrát a uvedený výsledný rozměr je aritmetický průměr měřených hodnot. Použité pohybové šrouby s lichoběžníkovým rovnoramenným závitem mají stoupání 5 mm. Kritické

opotřebení matice je při konstruování šroubových zvedáků na hranici 20%. V tomto případě tedy vůle matice vůči šroubu v axiálním směru nesmí překročit 1 mm.



Obr. 4 - Číslování šroubů pro měření

Šroub č.	Tlak v pomocném zdvihacím zařízení [MPa]	Naměřená vůle v šroubu [mm]
1	11,5	0,89
2	14,5	0,3
3	15,0	0,86
4	12,5	0,4

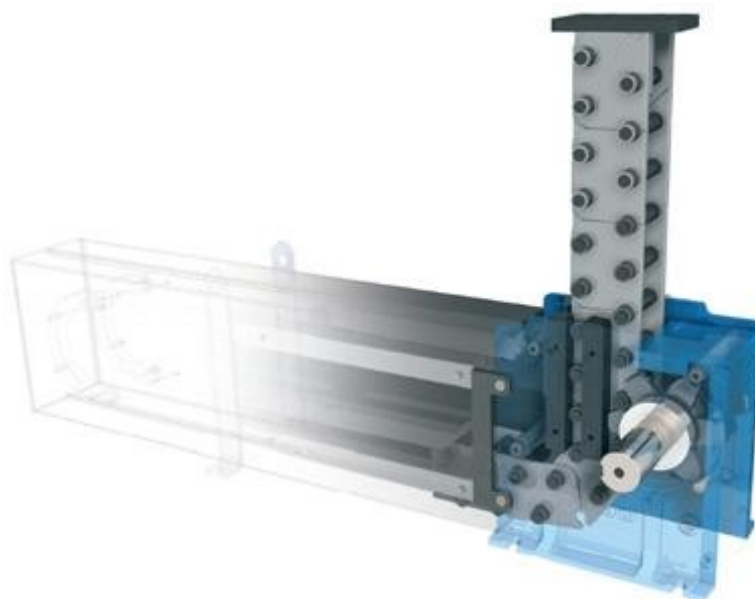
Tab. 1 - Vůle v pohybových šroubech

Z naměřených hodnot je zřejmé, že šroub č.1 a č.3 (obr. 4), se blíží k hranici své životnosti a může dojít k protržení závitu matice. Zařízení se v tomto případě stane nefunkčním. Zvedací stůl při své činnosti vykazuje nepřipustné vibrace a nadměrný hluk. Dané zařízení je vyhodnoceno jako nebezpečné a je nutná rekonstrukce.

3 Rešerše dostupných zdvižných zařízení

3.1 Topořivé řetězy

Topořivé, neboli tlačné (tažné) řetězy (obr. 5) jsou v poslední době významným konstrukčním prvkem při řešení divadelních scénických zařízení. Principem je překládání tuhého řetězu z horizontální polohy do vertikální pomocí pastorku. Díky konstrukci do sebe jednotlivé články zapadají a tvoří tuhý sloup. Těžiště jednotlivých článků je v jejich geometrickém středu. Vertikální topořivé řetězy nejsou samosvorné ani samonosné a vyžadují vedení zátěže.



Obr. 5 - Topořivý řetěz [11]

Významným představitelem na trhu je společnost Serapid. Ta má v nabídce nejen řetězy pro průmyslové použití a to jak v horizontální tak vertikální poloze, ale také přímo aplikace pro divadelní zařízení. Standardně je řetěz navíjen do zásobníku ve dvou řadách pro ušetření prostoru.

Hlavní výhody [11]:

- vysoké zatížení (až 10t), dlouhý zdvih (až 7m)
- vysoká stabilita a tuhost
- teleskopický, pracuje v tahu i v tlaku
- polohování v rozsahu milimetrů
- standardní rychlost až $300 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$

- rovnoměrná rychlost
- vysoká spolehlivost a snadná údržba

V divadelní aplikaci, při zástavbě jevištní plošiny, je hlučnost na prvních sedadlech cca 50 dBA při použití topořivého řetězu. Měřeným zařízením byl řetěz LinkLift společnosti Serapid. Výhodou je možnost montáže rozšiřujících zařízení, jako jsou: snímače aktuálního zatížení, planetové převodovky, enkodéry nebo modulární rozšíření zásobníku.[11]

3.2 Spiralift

Spiralift je moderní zdvižná jednotka, která však není tolik rozšířená (obr. 6). Principem je skládání dvou ocelových pásů do sebe a tvoření sloupu ve tvaru šroubovice. Vertikální pás je uložen v zásobníku a pod ním je navinutý horizontální pás plechu. Pomocí vačkových kladek jsou dva pásy postupně usazovány do sebe a tvoří sloup ve tvaru šroubovice. V některých případech je horizontální pás opatřen zámky. Po seskládání dojde ke zvýšení celkové tuhosti.



Obr. 6 - Spiralift [12]

Hlavní výhody [12]:

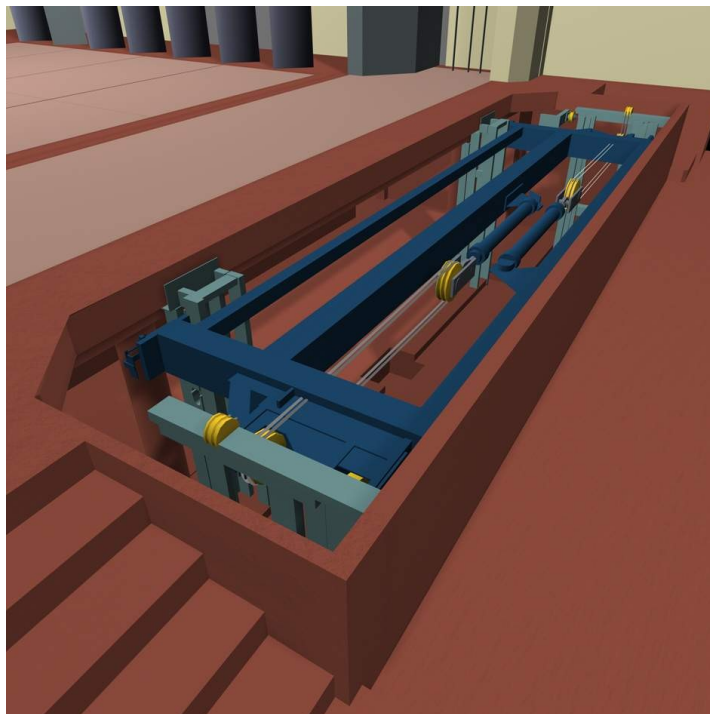
- vysoké zatížení (až 20 kN), vysoká pojezdová dráha (až 12 m)
- nízká hlučnost

- hladký a plynulý chod
- snadná instalace, kompaktní design
- vysoká účinnost
- nízké nároky na údržbu
- možnost výroby z nerezové oceli

Použití je v automobilovém průmyslu, v divadelní technice a všude tam, kde je potřeba tichý, klidný a čistý chod. Zvláštní využití zařízení Spiralift je u bazénů s pohyblivým dnem.

3.3 Lineární elektrohydraulické aktuátory

Ve většině případů slouží elektrohydraulické aktuátory ke zdvihu dekorací zavěšených na tahových tyčích, tedy jako prospektové tahy. Na dvojčinný hydraulický válec je připojen kladkový mechanismus nejčastěji s protizávažím. Uložení válce je vertikální i horizontální. Při použití u zdvižných stolů dolní scény jsou hydraulické válce uloženy horizontálně v pohyblivém stole. Lanový mechanismus je pak přes soustavu kladek situován do vertikální polohy (obr. 7).



Obr. 7 - Hydraulické válce v konstrukci stolu [13]

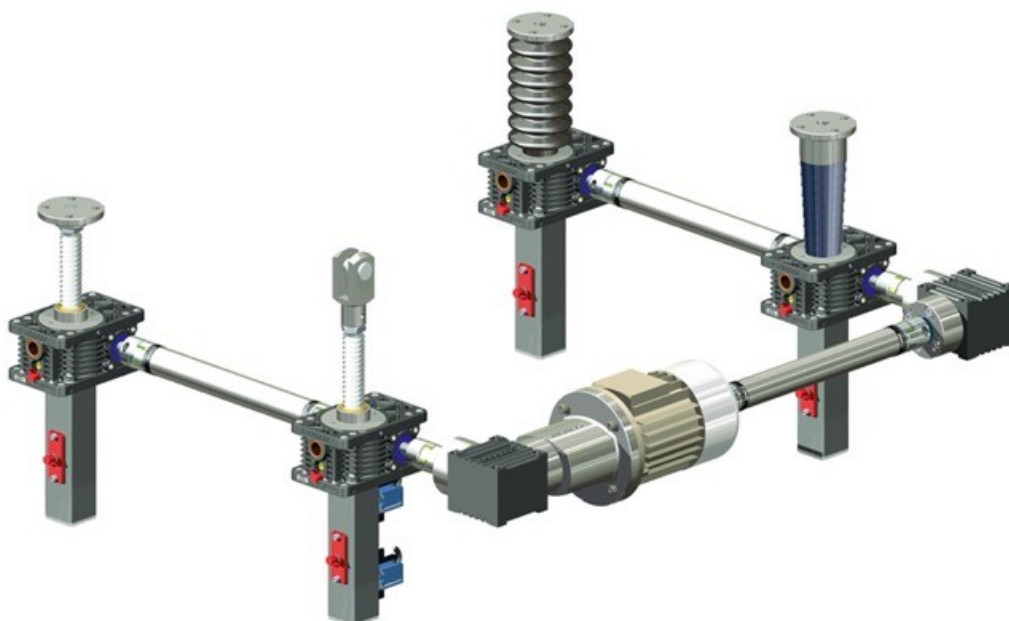
Hlavní výhody [13]:

- jednoduchá montáž a obsluha
- malé zástavbové rozměry válců
- velký výkon díky kladkovým převodovým poměrům
- vysoká rychlost a přesnost
- tichý chod při využití akustanice a odhlučnění

Společnost OCHI INŽENÝRING je hlavním dodavatelem těchto jednotek pro českou a slovenskou republiku. Specializují se na vlastní vývoj a inovaci v této oblasti high-tech technologií. [13]

3.4 Zdvížné převodovky

Zdvížné převodovky jsou oblíbeným řešením pro lineární pohyb (obr. 8). Tyto systémy se využívají především díky vysoké únosnosti, jednoduché konstrukci a příznivé ceně. Vzájemné spojení převodovky a šroubu zaručí dlouhou životnost a možnost přenesení síly až do 1000 kN. Rychlost zdvihu lze jednoduše měnit, buď změnou otáček hnacího motoru, nebo změnou převodového poměru zdvižné převodovky. Aplikovány jsou jako tlačné a tažné. Použití je samostatné nebo simultánně ve skupinách.



Obr. 8 - Modulární stavba zdvižných převodovek s poháněnou maticí [14]

Z konstrukčního hlediska je rozdělení zdvižných převodovek do dvou základních typů. První typ je s pevnou maticí a rotačním šroubem, kdy je pozice šroubu vůči matici pevně zafixovaná a jediný pohyb šroubu je rotační. Druhý typ je s poháněnou maticí a pevným šroubem. V tomto případě je šroub průchozí přes převodovku. Další dělení je na pohybový šroub s lichoběžníkovým závitem nebo s kuličkovým šroubem.

Hlavní výhody [14]:

- modulární systém
- přenos vysokého zatížení
- tlačné i tažné
- vysoká rychlost a přesnost
- snadné přizpůsobení požadavkům zákazníka

4 Výběr z normy ČSN 91 8112

Norma ČSN 91 8112 Jevištní technologická zařízení – bezpečnostně technické požadavky platí pro projektování, zřizování, rekonstrukce a provoz jevištních technologických zařízení umístěných v divadlech, televizních studiích, kulturních domech, ostatních kulturních zařízeních, dále ve víceúčelových halách, ve školách a jiných budovách se zařízením jevištní techniky. Jevištní technologická zařízení musí mít, s ohledem na specifičnost prostředí, zvýšenou bezpečnost provozu. Účelem této normy je stanovit pravidla bezpečnosti pro jevištní technologická zařízení s cílem ochránit osoby a majetek před nebezpečím nehod spojených s provozem těchto zařízení.[3]

Na problematiku řešenou v této práci se vztahuje část normy 3.4. Pohyblivé mechanismy dolní jevištní scény a to [3]:

3.4.1.2 Podlahy zvedacích stolů a jevištních propadů v klidovém stavu musí být dimenzovány na zatížení 5 kN/m^2 .

3.4.1.3 Podlahy zvedacích stolů a jevištních propadů za pohybu musí být dimenzovány na min. zatížení 1 kN/m^2 .

3.4.1.4 Doporučená max. rychlost zvedání a spouštění stolů a jevištních propadů je $0,2 \text{ m/s}$

3.4.1.5 Mezera mezi pevnou částí jevištní podlahy a zvedacími stoly nebo propady smí být široká nejvýše 10 mm.

3.4.1.6 U stolů a propadů v zajištěných polohách smí být největší výškové nerovnosti mezi dvěma sousedními stoly a mezi stolem a pevnou podlahou nejvýše 2 mm.

3.4.1.7 Krajiní polohy zvedacích stolů a jevištních propadů musí být jištěny koncovými spínači a bezpečnostními vypínači.

3.4.1.8 Vodítka protizávaží zvedaných mechanismů musí být opatřena ochranným hrazením, pokud je prostor v blízkosti vodítek přístupný osobám nebo je používán jako sklad materiálu.

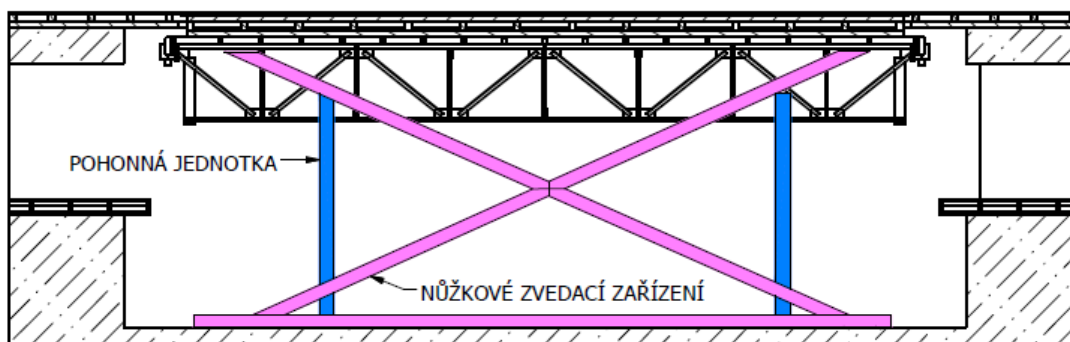
3.4.2.1 Zvedací stoly, které nejsou zvedané šrouby, musí být opatřeny aretačním zařízením na zajištění polohy.

5 Varianty zdvižného systému stolu

Zadavatel FHK společně s OCHI INŽENÝRING určil použití šroubového mechanismu při rekonstrukci. V tomto případě bylo nejvhodnější řešení aplikace zdvižných převodovek s rotačním šroubem. I přesto v této práci schematicky nastíním jiné varianty.

5.1 Nůžkové zdvižné zařízení

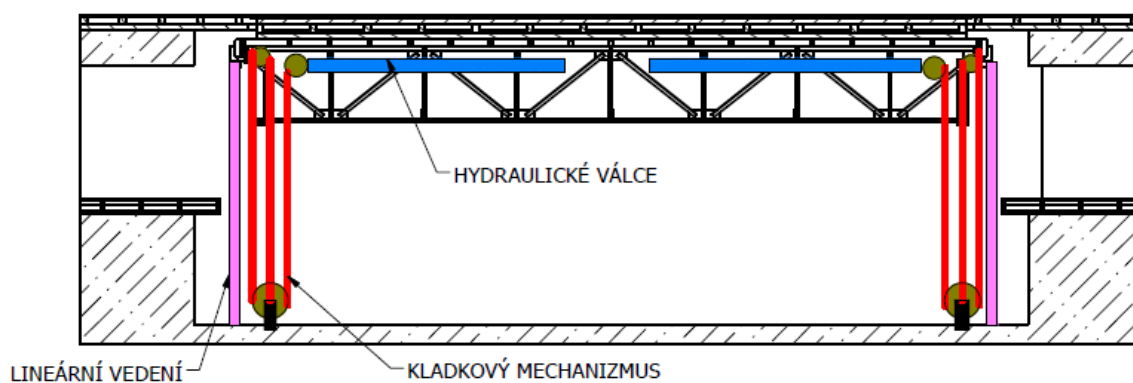
Princip nůžkového zvedáku (obr. 9) je jedna z možných variant rekonstrukce zdvižných jednotek. Nůžkový zvedák zakotvený do technologické jámy stolu pomocí pohonů zvedá zvedací stůl. Jako typ pohonu v tomto případě slouží hydraulický válec, topořivý řetěz nebo Spirallift. Samotný princip tohoto řešení je dostatečně tuhý a přesný. V aplikaci FHK však z pohledu zadavatele nelze použít kvůli nutným úpravám na příhradové konstrukci zvedacího stolu. V ideálním případě použít naprosto nové konstrukční řešení stolu.



Obr. 9 - Princip nůžkového zdvižného zařízení

5.2 Zdvih elektrohydraulickými aktuátory

Použití elektro-hydrauliky spojené lanovými převody dodávané OCHI INŽENÝRING je další varianta. Hydraulické válce (obr. 10) ukotvené do nosného stolu pomocí kladkových mechanismů pohybují se stolem. Oproti předchozímu řešení je v tomto případě nutné lineární vedení stolu. Zajištění pozice stolu při zastavení je pomocí západkového elektronického systému. Výhodou této varianty je velmi nízká hlučnost, protože samotné hydraulické zařízení je umístěno mimo prostor pod jevištěm. Přívod tlakové kapaliny je zajištěn potrubím a k samotným válcům hadicemi. I v tomto případě jsou nutné úpravy příhradové konstrukce stolu ve větším rozsahu.

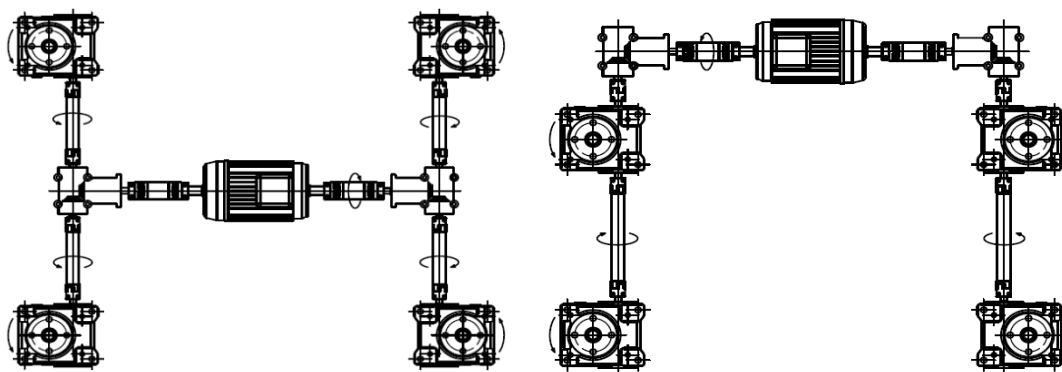


Obr. 10 – Elektro-hydraulika s kladkovým mechanismem

5.3 Zdvížené převodovky

Použitou variantou při rekonstrukci je aplikace čtyř kusů zdvižných převodovek s rotujícím šroubem. I toto řešení má více možností realizace.

Prvním řešením je použití jednoho elektromotoru umístěného na středu technologické jámy stolu (obr. 11). Rozvod od motoru je pomocí kardanů do obou stran na úhlové převodovky. Z nich je pak přes další kardanové hřídele zajištěn přenos otáček na zdvižné převodovky.



Obr. 11 - Umístění motoru na středu a na okraji [7]

Toto řešení nemohlo být použito, kvůli malému prostoru pod stolem při jeho spodní poloze. Případným řešením je úprava středové části příhradové konstrukce, která je však nepřijatelná. Stejný problém nastává při umístění motoru na okraji jámy (obr. 11).

Druhým a výsledným řešením popsaným v této práci je realizace pomocí dvou elektromotorů umístěných na kratších stranách stolu. Jeden motor tedy pohání přes kardanové hřídele dvě zdvižné převodovky.

6 Reakce ve šroubech

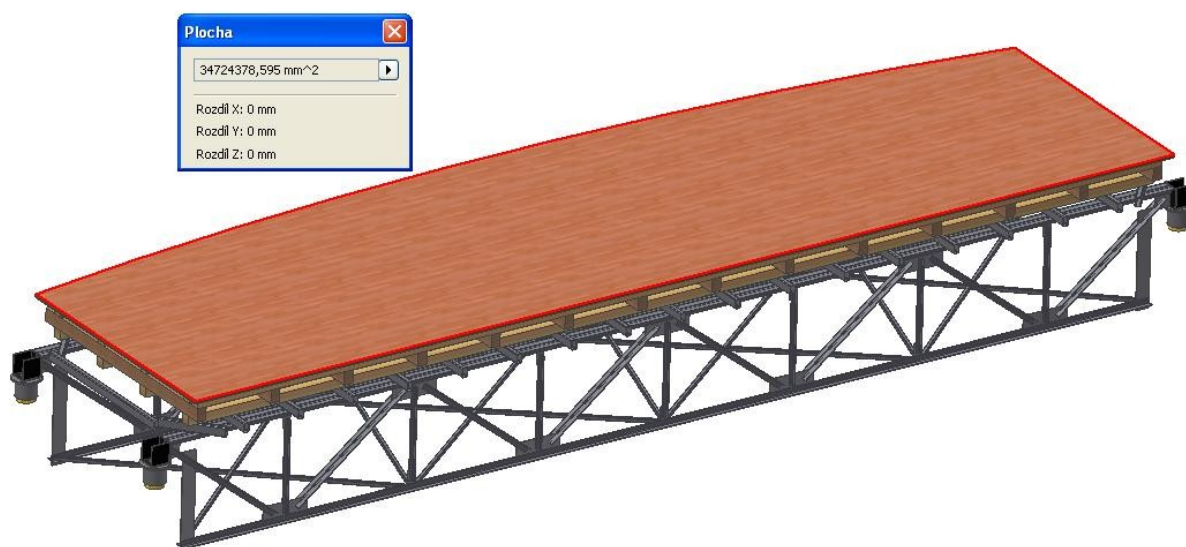
6.1 Zjištění reakcí numericky

Při numerickém zjištění zatěžujících sil na jednotlivé šrouby jsem neuvažoval obloukový převis v přední části stolu orchestřiště. Z toho důvodu je velikost plošného zatížení rovnoměrně rozložena na všechny čtyři pohybové šrouby. Statické zatížení (tzn. zatížení za klidu) je dle zadání $500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$. V normě ČSN 91 8112 [3], které vystihuje bezpečnostně technické požadavky jevištních technologických zařízení, je maximální dovolené statické zatížení $5 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$. Stejně tak u dynamického zatížení stolu je dle zadání uvedena maximální hodnota $100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ a v normě $1 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$. V následujících výpočtech i celkovém řešení uvažuji maximální dovolené zatížení z normy a to:

Statická nosnost stolu $F_{D0,S} = 5 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$

Dynamická nosnost stolu $F_{D0,D} = 1 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$

Nosná plocha zvedacího stolu $S_S = 34724379 \text{ mm}^2 \cong 34,72 \text{ m}^2$ (obr. 12). Celková hmotnost stolu $m_S = 4800 \text{ kg}$.



Obr. 12 - Plocha zvedacího stolu

6.1.1 Statické zatížení na jeden šroub

$$F_{ST} = F_{D0,S} \cdot S_S = 5000 \cdot 34,72 = \mathbf{173600 \text{ N}} \quad (1)$$

$$F_{mS} = m_S \cdot g = 4800 \cdot 9,81 = \mathbf{47088 \text{ N}} \quad (2)$$

$$F_{ST,CELK} = F_{ST} + F_{mS} = 173600 + 47088 = \mathbf{220688 \text{ N}} \quad (3)$$

$$F_{ST,\dot{s}} = \frac{F_{ST,CELK}}{N} = \frac{220688}{4} = \mathbf{55172\ N} \quad (4)$$

6.1.2 Dynamické zatížení na jeden šroub

$$F_{DYN} = F_{Do,D} \cdot S_S = 1000 \cdot 34,72 = \mathbf{34720\ N} \quad (5)$$

$$F_{DYN,CELK} = F_{ST} + F_{ms} = 34720 + 47088 = \mathbf{81808\ N} \quad (6)$$

$$F_{DYN,\dot{s}} = \frac{F_{DYN,CELK}}{N} = \frac{81808}{4} = \mathbf{20452\ N} \quad (7)$$

6.2 Zjištění reakcí pomocí Analýzy rámových konstrukcí

Pro přesné určení zatížení na jednotlivé šrouby jsem využil Analýzu rámových konstrukcí softwaru Autodesk Inventor. V tomto programovém modulu lze zjistit průběhy sil v jednotlivých nosnících. Z důvodu zjednodušení výpočtu jsem vytvořil výpočtový model (obr. 13, obr. 14), který je vložen do celkové příhradové konstrukce stolu. Aby byla zachována plocha stolu, jsou jednotlivé nosníky výpočtového modelu rozloženy symetricky s roztečí 1120 mm. Tedy do délky stolu 11200 mm je umístěno 11 nosníků. V zadání okrajových podmínek – spojitého zatížení, lze hodnotu zadat pouze jako sílu na délku nosníku (N/m). Kvůli této podmínce zatížení je potřeba přepočítat statické i dynamické dovolené zatížení stolu na rozteč nosníku 1120 mm, což odpovídá zadávací ploše $S_2 = 1,12\ \text{m}^2$. Samotné šrouby nahrazují pevné kloubové vazby. Vlastní hmotnost konstrukce je nahrazena působením jedné síly v těžišti celé konstrukce. Těžiště je posunuto vůči středové rovině o 37,72 mm dopředu. Proto je zatížení předních a zadních šroubů stolu nesouměrné.

6.2.1 Přepočet zatížení

$$\frac{F_{Do,S}}{S_1} = \frac{F_{Do,S'}}{S_2} \quad (8)$$

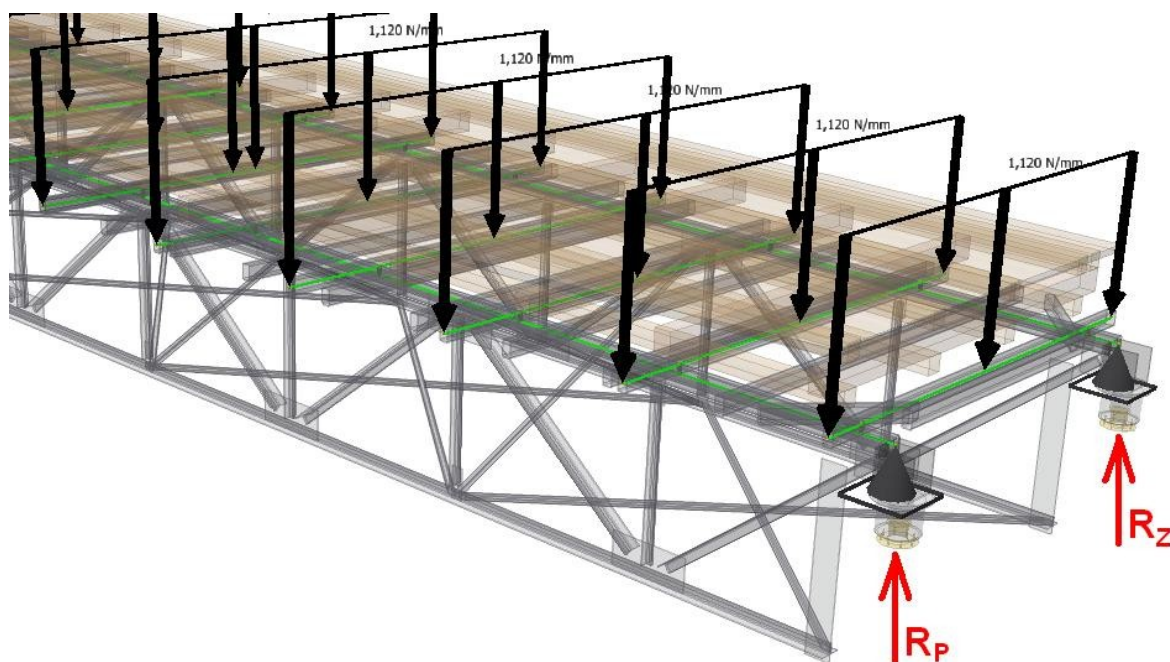
$$\frac{5000}{1} = \frac{F_{Do,S'}}{1,12} \rightarrow F_{Do,S'} = 5000 \cdot 1,12 = \mathbf{5600\ N} \sim \mathbf{5600\ N \cdot m^{-2}} \quad (9)$$

$$\frac{F_{Do,D}}{S_1} = \frac{F_{Do,D'}}{S_2} \quad (10)$$

$$\frac{1000}{1} = \frac{F_{Do,S'}}{1,12} \rightarrow F_{Do,S'} = 1000 \cdot 1,12 = \mathbf{1120\,N} \sim \mathbf{1120\,N \cdot m^{-2}} \quad (11)$$

6.2.2 Dynamické zatížení

Spojité zatížení $1120\,N \cdot m^{-1}$



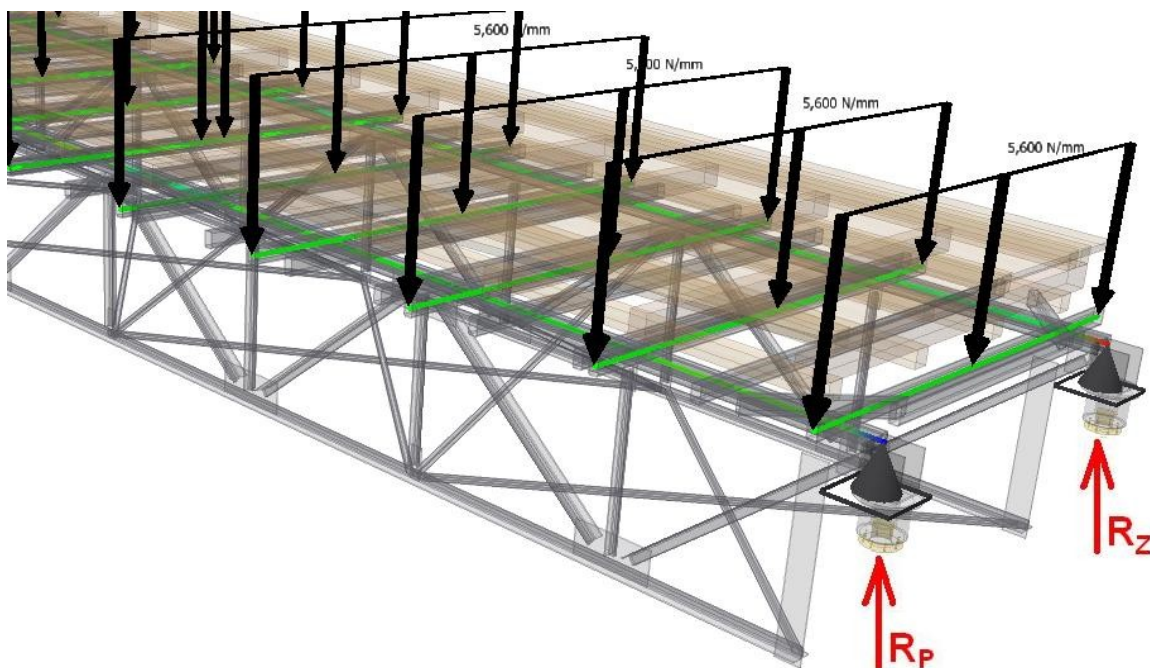
Obr. 13 - Analýza rámových konstrukcí - dynamické zatížení

Reakce v předních šroubech při dynamickém zatížení odpovídá hodnotě $R_P = 26732\,N$.

Reakce v zadních šroubech při dynamickém zatížení odpovídá hodnotě $R_Z = 15697\,N$.

6.2.3 Statické zatížení

Spojité zatížení $5600 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$



Obr. 14 - Analýza rámových konstrukcí - statické zatížení

Reakce v předních šroubech při statickém zatížení odpovídá hodnotě $R_P = 69234 \text{ N}$. Reakce v zadních šroubech při statickém zatížení odpovídá hodnotě $R_Z = 48877 \text{ N}$.

Ohledně dovolených hodnot zatížení byl vznesen dotaz na zadavatele veřejné zakázky, a to na statutární město Hradec Králové, ve znění: „Je možné v rámci projektové dokumentace upravit statickou nosnost stolu orchestřiště? Požadovaná nosnost $500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}$ (resp. $5 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-2}$) při plošné výměře stolu cca 33 m^2 představuje 16500 kg , což je z hlediska uživatele absolutně nevyužitelné. Navrhujeme zachovat místní statickou nosnost stolu $500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}$ s omezením na celkovou max. hodnotu 5000 kg , což ve skutečnosti představuje cca $150 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}$, což je pro provoz filharmonie naprosto dostatečné. Tato úprava nosnosti zásadně ovlivní způsob řešení pohonů a výrazně sníží investiční náklady.“

Odpověď: „Zadavatel požaduje dodržení ustanovení normy ČSN 91 8112 – Jevištní technologická zařízení, tedy statická nosnost $500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}$ (resp. $5 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-2}$) a dynamická nosnost $100 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}$ (resp. $1 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-2}$).“

Při následujícím návrhu pohybových šroubů i okolních zařízení uvažuji statické zatížení na jeden šroub $F_{S,S} = 70000 \text{ N}$, dynamické zatížení na jeden šroub uvažuji $F_{S,D} = 27000 \text{ N}$.

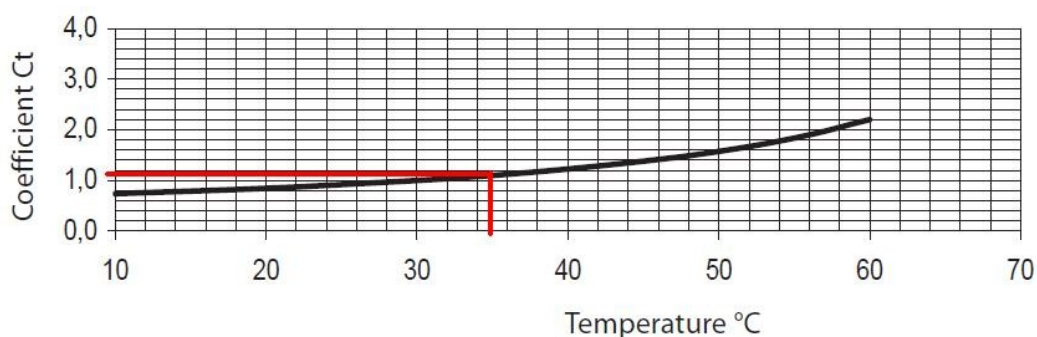
7 Návrh zdvižných převodovek a pohonu

Zdvižné převodovky s pohybovým trapézovým šroubem jsou použity zejména kvůli zadavateli, který nebyl přikloněn k montáži high-tech zařízení jako topořivé řetězy nebo Spirallift. Dalším důvodem použití pohybového šroubu je zvláštní ustanovení v normě, které popisuje nutnost použití aretačního zařízení pro zajištění polohy stolu v případě, nejsou-li použité zvedací šrouby. Společnost OCHI INŽENÝRING úzce spolupracuje se společností Raveo, která je předním dodavatelem zdvižných převodovek MecVel. Celkový návrh převodovky je proveden podle dodávaného katalogu [7].

7.1 Ekvivalentní zatížení

$$F_e = F_{\Sigma, S} \cdot C_t \cdot C_s \quad (12)$$

Kde C_t je teplotní součinitel a C_s je pracovní součinitel. Velikost teplotního součinitele je odečtena z grafu (obr. 15) a to podle nejvyšší zadané pracovní teploty tj. 35 °C, tedy $C_t = 1,2$.



Obr. 15 - Graf pro určení teplotního součinitele [7]

$$f_s = \frac{t_F \cdot 100}{t_F + t_S} \quad (13)$$

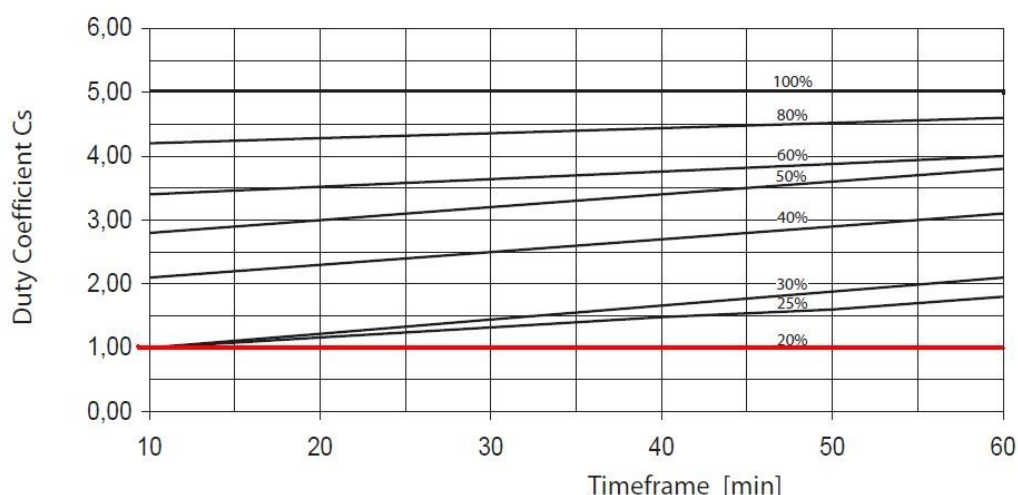
Pracovní čas t_F je určen z celkového zdvihu stolu $h = 2870$ mm a pracovní rychlosti zdvihu. V zadání je pracovní rychlost zdvihu určena na $0,017 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Snahou je dosáhnout co možná nejvyšší rychlosti. Pro výpočet pracovního času předběžně uvažuji rychlost zdvihu $v'_S = 0,030 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$t_F = \frac{h}{v'_S} = \frac{2,870}{0,030} = 95,67 \text{ s} \quad (14)$$

Minimální přestávka mezi zdvihy (nahoru a následně dolů) $t_s = 10 \text{ min} = 600 \text{ s}$.

$$f_s = \frac{95,67 \cdot 100}{95,67 + 600} = \mathbf{13,75 \%} \quad (15)$$

Dle grafu na obr. 16 je součinitel využitelnosti f_s do 20% roven jedné, tj. $C_s = 1$. Časové využití šroubu je oproti nutným přestávkám mezi zdvihy zanedbatelné a proto nám neovlivní ekvivalentní zatížení.

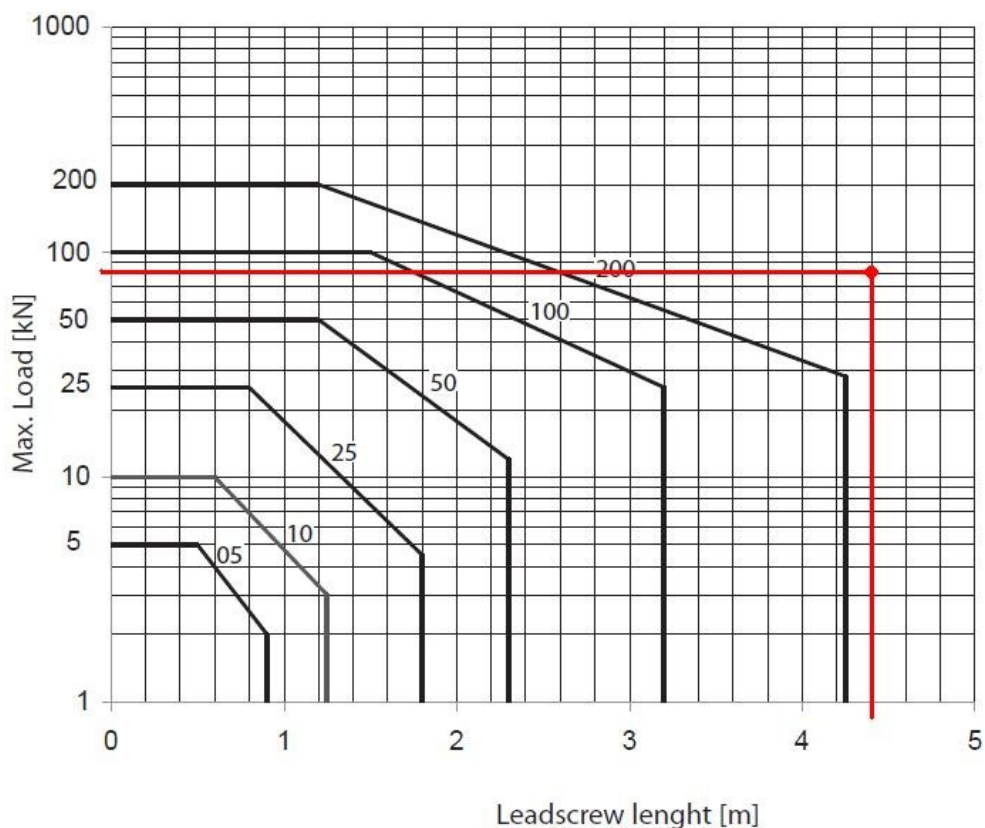


Obr. 16 - Určení pracovního součinitele [7]

$$F_e = 70000 \cdot 1,2 \cdot 1 = \mathbf{84000 \text{ N}} \quad (16)$$

7.2 Volba zdvižné převodovky

Rozměrová řada zdvižné převodovky se volí podle katalogu a to podle maximálního zatížení. Ekvivalentnímu zatížení 84000 N odpovídá převodovka MecVel HR100, tedy zdvižná převodovka s rotujícím lichoběžníkovým rovnoramenným šroubem Tr 55x9 s maximálním zatížením 100 kN. Dle katalogu však návrh závisí i na celkové délce pohybového šroubu a principu uchycení převodovky a matice. V aplikaci zvedacího stolu orchestřiště je převodovka pevně uchycená k podlaze v technologické jámě a matice pevně uchycená k příhradové konstrukci pomocí šroubového spoje. Kvůli tomuto konstrukčnímu řešení uchycení, je návrh šroubu proveden podle třetího Eulerova vztahu pro vzpěrnou pevnost. Tento vztah má jeden konec štíhlého prutu upnutý pevně (převodovka) a druhý konec vedený v ose prutu (matice). Tomuto vztahu odpovídá i graf z katalogu MecVel znázorněn na obr. 17 při předběžné celkové délce pohybového šroubu $h_c = 4400 \text{ mm}$.



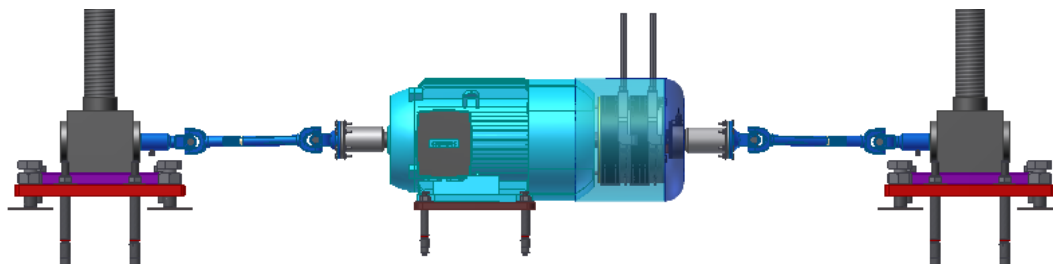
Obr. 17 - Graf pro volbu zdvižné převodovky z délky šroubu a zatížení [7]

Z obr. 17 je patrné, že převodovka HR100 podle grafu nepokryje zatížení a celkovou výšku šroubu. Nicméně tento fakt nastal kvůli příliš dlouhému pohybovému šroubu. Samotné axiální zatížení šroubu $F_{\text{š,s}} = 70000 \text{ N}$ respektive $F_e = 84000 \text{ N}$ při ekvivalentním zatížení je převodovka HR100 schopná bez problému přenést. Z tohoto důvodu byl vznesen dotaz na předního dodavatele zdvižných převodovek MecVel do České republiky, na společnost Raveo a to, zda je možné použít základ z převodovky HR100, ale doplnit ji větším lichoběžníkovým šroubem a to konkrétně Tr 80x10. Obchodní zástupce společnosti zaslal vyjádření, z kterého je patrné bezproblémové dodání převodovky HR100 s pohybovým lichoběžníkovým šroubem Tr 80x10. V nabídce je dále uvedeno maximální dynamické zatížení této modifikace 85 kN a statické zatížení 90 kN.

Maximální boční síla pro použitou délku pohybového šroubu není v katalogu uvedena. Při poloviční délce šroubu by dovolená boční síla byla maximálně 500 N. V případě stolu orchestřiště tedy uvažuji pouze osové (axiální) zatížení šroubu. Veškeré boční síly zachytí lineární vedení stolu, jehož návrh je popsán v kapitole 19 Lineární vedení stolu.

7.3 Volba motoru a převodového poměru

Rozmístění pohonu je patrné ze schématu na obr. 18. Jeden motor s průchozí hřídelí pohání dvě zdvižné převodovky pomocí kardanových hřídelů. Použití úhlové převodovky zadavatel zamítl, kvůli nízkému finančnímu rozpočtu a celkovému snížení účinnosti. Převodové poměry zdvižné převodovky jsou 1:5; 1:10; 1:30. Převodový poměr je realizován šnekovým převodem. Volba převodového poměru společně s volbou otáček elektromotoru je přímo úměrná s výslednou rychlostí zdvihu. Ta je obecně nutná co nejvyšší.



Obr. 18 - Schéma pohonné jednotky

Výpočtové vzorce pro návrh motoru jsou použity z katalogu MecVel. V této části návrhu vstupuje fakt, že zadavatel projektu si nepřeje měnit přívodní elektroinstalaci k pohonům. Tedy návrh všech pohonných jednotek pro zdvih stolu je omezen maximálním výkonem původních motorů. Stávající pohon je realizován použitím čtyřech motorů o výkonu 5,5 kW. Lze tedy uvažovat celkový maximální výkon použitých pohonů 22 kW. V tab. 2 jsou znázorněny možnosti, při kterých lze realizovat pohon celého zařízení, tedy maximální výkon jednoho elektromotoru 11 kW.

$$M_K = \frac{n \cdot F_{\Sigma D} \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \mu_m} [N \cdot m] \quad (17)$$

$$P = M_K \cdot \omega = M_K \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_M}{60} [W] \quad (18)$$

$$v = \frac{n_M \cdot p}{i \cdot 60} [m \cdot s^{-1}] \quad (19)$$

		Max. otáčky n [min ⁻¹]	Převod. poměr i [-]	Celk. účinnost μ _m [-]	Potřebný výkon P [kW]	Rychlost v [mm/s]
Dynamické zatížení na jeden šroub F _{S,D} = 27 000 N	Stoupání šroubu p = 10 mm	3000	30	0,19	4,74	16,67
		1500	30	0,19	2,37	8,33
		1500	10	0,22	6,14	25
		1000	30	0,19	1,58	5,56
		1000	10	0,22	4,09	16,67
		1000	5	0,23	7,83	33,33
		750	30	0,19	1,18	4,17
		750	10	0,22	3,07	12,5
		750	5	0,23	5,87	25

Tab. 2 - Vyhodnocení parametrů motoru

Pro pohon jedné strany zvedacího stolu volím standardní elektromotor Siemens Simotics GP [10] s vysokou účinností IE3 hliníkové řady typu 1LE1003-1DC4-2-2AA4-2-Z-L05. Motor je upravený na průchozí hřídel a připraven pro použití dvojité elektromagnetické brzdy a IRC snímače. Parametry dle obr. 19.

Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu																			
P _N 50 Hz	P _N 60 Hz ¹⁾	Veli- kost	η _N 50 Hz	M _N 50 Hz	IE třída	η _N 50 Hz	η 4/4	η 3/4	η 2/4	cos φ _N 50 Hz	I _N 50 Hz	M _A /I _N	I _A /I _N	M _K /M _N	L _{plA} 50 Hz	L _{WA} 50 Hz	m _{IM B3}	J	Momentová třída
kW	kW		min ⁻¹	Nm		%	%	%		A					dB(A)	dB(A)	kg	kgm ²	
0,37	0,43	80 M	940	3,8	-	74,8	74,3	70,5	0,66	1,08	2,3	4,2	2,7	42	53	12	0,0025	13	
0,55	0,63	80 M	935	5,6	-	77,2	77,2	75,5	0,67	1,53	2,5	4,5	2,8	42	53	14	0,0031	13	
0,75	0,86	90 S	945	7,6	IE3	78,9	80,0	78,5	0,70	1,96	2,2	4,6	2,6	43	55	16	0,0040	13	
1,1	1,3	90 L	940	11,0	IE3	81,0	81,0	79,5	0,69	2,85	2,3	4,6	2,7	43	55	19	0,0048	13	
1,5	1,75	100 L	970	15,0	IE3	82,5	82,5	81,5	0,76	3,45	1,9	6,9	3,0	59	71	30	0,014	13	
2,2	2,55	112 M	970	22,0	IE3	84,3	84,3	83,3	0,8	4,7	2,3	6,8	3,4	59	71	29	0,014	13	
3	3,45	132 S	970	29,4	IE3	85,6	85,6	84,6	0,77	6,6	1,7	5,2	2,6	63	75	43	0,029	13	
4	4,55	132 M	970	39,3	IE3	86,8	86,8	85,8	0,77	8,6	1,9	5,7	2,9	63	75	52	0,037	13	
5,5	6,3	132 M	970	54,0	IE3	88,0	88,0	87,0	0,78	11,6	1,9	5,9	2,9	63	75	52	0,037	13	
7,5	8,6	160 M	980	72,0	IE3	89,1	89,1	88,1	0,78	15,6	1,7	6,2	3,1	67	79	93	0,098	12	
11	12,6	160 L	975	108,0	IE3	90,3	90,3	89,3	0,80	22,0	1,8	6,1	3,0	67	79	115	0,12	13	

Obr. 19 - Parametry zvoleného motoru [10]

Jako zdvižnou převodovku volím MecVel HR100 s pohybovým šroubem s lichoběžníkovým rovnoramenným závitem Tr 80x10. Převodovka s olejovým mazáním a převodovým poměrem i = 5. V realizaci jsou použity dvě varianty převodovek. Doplnkové označení 04 s výstupní hřídelí orientovanou doprava při pohledu na šroub a s doplnkovým

označením 07 s výstupní hřídelí vlevo. Použitá matice je dvojité bezpečnostní. Ochrana šroubu je provedena pomocí spirálových krytů.



Obr. 20 – Smysl otáček zdvižné převodovky [7]

7.3.1 Přepočet skutečných parametrů

$$M_K = \frac{n \cdot F_{s,D} \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \mu_m} = \frac{2 \cdot 27000 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,23} = 74,73 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (20)$$

$$P = M_K \cdot \omega = M_K \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_M}{60} = 74,73 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{975}{60} = 7630,1 \text{ W} \cong 7,63 \text{ kW} \quad (21)$$

$$v = \frac{n_M \cdot p}{i \cdot 60} = \frac{975 \cdot 0,01}{5 \cdot 60} = 0,0325 \text{ ms}^{-1} = 32,5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (22)$$

8 Kontrola pohybového šroubu

Pohybový šroub je kontrolován podle Eulerových vztahů pro oblast pružného vzpěru. Další kontrola je provedena na krut od krouticího momentu v závitu matice. Výsledné redukované napětí je vypočteno podle Guestovi pevnostní hypotézy.

Základní rozměry lichoběžníkového závitu Tr 80x10 [1]:

$$p = 10 \text{ mm}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

$$D_4 = 81 \text{ mm}$$

$$d_2 = D_2 = 75 \text{ mm}$$

$$d_3 = 69 \text{ mm}$$

$$D_1 = 70 \text{ mm}$$

Materiál šroubu 12050 (C45) [14]:

$$R_e = 390 \text{ MPa}$$

$$R_m = 640 - 780 \text{ MPa}$$

8.1 Výpočet napětí v krutu:

Volím součinitel tření v závitu při mazání $f_z = 0,1$ [16]

$$\psi = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{10}{\pi \cdot 75} = 2,43^\circ \quad (23)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,1}{\cos \frac{30}{2}} = 5,91^\circ \quad (24)$$

$\psi < \varphi' \rightarrow$ šroub je samosvorný

Výpočet třecího momentu v závitu:

$$M_{TZ} = F_O \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (25)$$

$$M_{TZ,S} = F_{\check{s},S} \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 70000 \cdot tg(2,43 + 5,91) \cdot \frac{0,075}{2} = 384,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (26)$$

$$M_{TZ,D} = F_{\check{s},D} \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 27000 \cdot tg(2,43 + 5,91) \cdot \frac{0,075}{2} = 148,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (27)$$

$$\tau_K = \frac{M_{TZ,S}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{384,8 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 69^3}{16}} = 5,97 \text{ MPa} \quad (28)$$

8.2 Kontrola vzpěrné pevnosti

$$J_{min} = J = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 69^4}{64} = \mathbf{1112670 \text{ mm}^4} \quad (29)$$

$$i_s = \sqrt{\frac{J}{S_s}} = \sqrt{\frac{J}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \sqrt{\frac{1112670}{\frac{\pi \cdot 69^2}{4}}} = \mathbf{17,25 \text{ mm}} \quad (30)$$

$$\lambda = \frac{L}{i_s} = \frac{4240}{17,25} = \mathbf{245,8} \quad (31)$$

Skutečná délka pohybového šroubu $L = 4240 \text{ mm}$.

Pro jeden konec upnutý a druhý vedený v ose kusu platí $n_\lambda = 3/2$ [5]

$$\lambda_m = n_\lambda \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \frac{3}{2} \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{390}} = \mathbf{109,35} \quad (32)$$

$\lambda > \lambda_m \rightarrow \text{Eulerovo řešení}$

$$L_{red} = \frac{L}{n_\lambda} = \frac{4240}{\frac{3}{2}} = \mathbf{2826,7 \text{ mm}} \quad (33)$$

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1112668}{2826,7^2} = \mathbf{288619 \text{ N}} \quad (34)$$

$$\sigma_{KR} = \frac{F_{KR}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{288619}{\frac{\pi \cdot 69^2}{4}} = \mathbf{77,19 \text{ MPa}} \quad (35)$$

Skutečné tlakové napětí ve šroubu:

$$\sigma_D = \frac{F_{s,s}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{70000}{\frac{\pi \cdot 69^2}{4}} = \mathbf{18,72 \text{ MPa}} \quad (36)$$

$$\sigma_D < \sigma_{KR} < R_e \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (37)$$

Pohybový šroub z hlediska tlakového napětí vyhovuje.

8.3 Výsledné napětí v pohybovém šroubu

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_D^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{18,72^2 + 4 \cdot 5,97^2} = \mathbf{22,2 \text{ MPa}} \ll R_e \quad (38)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{390}{22,2} = \mathbf{17,6} \quad (39)$$

Pohybový šroub vyhovuje. Redukované napětí nepřesáhne mez kluzu. Výsledná bezpečnost pohybového šroubu $k_s = 17,6$.

8.4 Kontrola matice

Kontrolu jsem provedl pouze u nosné matice. Funkčnost bezpečností matice je vždy dočasná. Začne pracovat až při porušení nosné matice a je tedy nutná okamžitá výměna. Výška bronzové matice Tr 80x10 $h_m = 96 \text{ mm}$, s dovoleným měrným tlakem $p_D = 15 \text{ MPa}$ [6].

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{80 - 70}{2} = \mathbf{5 \text{ mm}} \quad (40)$$

$$z = \frac{h_m}{p} = \frac{96}{10} = \mathbf{9,6} \quad (41)$$

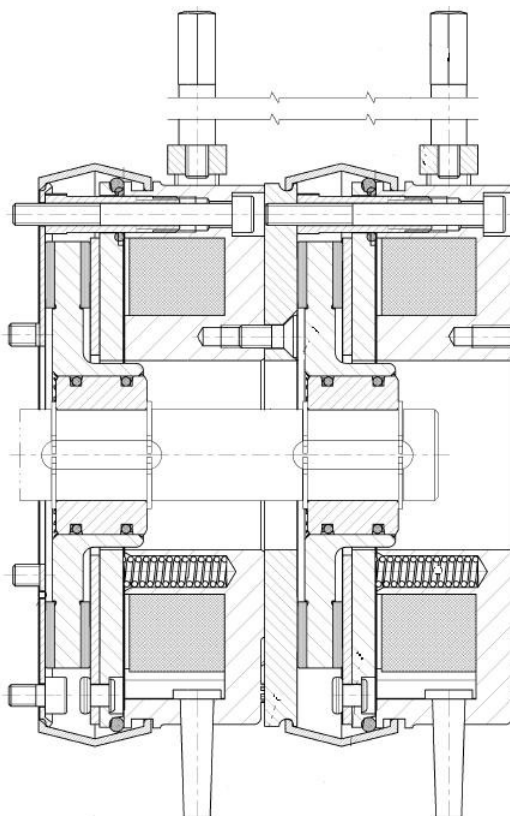
$$p_m = \frac{F_{\check{s},s}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{70000}{\pi \cdot 75 \cdot 5 \cdot 9,6} = \mathbf{6,19 \text{ MPa}} < p_D \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (42)$$

Matice pohybového šroubu vyhovuje. Měrný tlak v závitě $p_m = 6,19 \text{ MPa}$ nepřesáhne hodnotu dovoleného tlaku pro bronzové matice.

9 Návrh brzdy

Elektromotor je výrobcem upraven pro montáž dvojité elektromagnetické brzdy PRECIMA FDD (obr. 21) s možností dvou-ručního odbrzdění. Brzdňý moment je vyvozený soustavou pružin, odbrzdění je realizováno elektromagnetem. Tyto brzdy jsou speciálně navrženy pro prostředí, kde je požadována nízká hlučnost. Dvě propojené elektromagnetické brzdy pracující nezávisle na sobě a zajišťují vysokou bezpečnost pohonu.

Jsou vybaveny mikropsínači pro monitorování aktuálního stavu. Z čela brzdy je příprava pro použití inkrementálního snímače otáček (IRC) Konstrukce brzdy je schválena dle normy EN 81 a BGV pro použití ve výtahových zařízeních a divadelní technice.



Obr. 21 - Dvojité elektromagnetická brzda Precima [9]

Brzdný moment musí být větší nebo roven maximálnímu krouticímu momentu vyvozenému maticí na šroubu. Kvůli chybějící aretaci polohy stolu při statickém zatížení, brzda za klidového stavu motoru přenáší statický moment v závitu. Jedna dvojitá brzda na hřídeli motoru brzdí přes kardanové hřídele dvě zdvižné převodovky (dva pohybové šrouby). Základní dimenzování brzdy je tedy provedeno z momentu $M_{TZ,S} = 384,8 \text{ N}\cdot\text{m}$. Jako bezpečnostní prvek lze v této části uvažovat i samosvornost šroubu, která zabrání samovolnému rozběhu stolu. V divadelní technice jsou použity vždy dva bezpečnostní prvky k zastavení břemene (popřípadě k zabránění samovolného rozběhu). Dvojitou brzdou a samosvornost šroubu lze uvažovat, jako tři bezpečnostní prvky.

$$M_B = \frac{2 \cdot M_{TZ,S}}{i} = \frac{2 \cdot 384,8}{5} = 153,92 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (43)$$

Dle katalogu volím dvojitou brzdu PRECIMA FDD 23 [9]. Brzdný moment při aplikaci se 7 pružinami je $2 \times 187 \text{ N}\cdot\text{m}$. Otvor pro normalizovanou hřídel motoru je upraven výrobcem na 42 mm s drážkou pro těsné pero a tolerančním polem H7.

10 Návrh kardanové hřídele

Kardanová hřídel spojuje motor se zdvižnou převodovkou. Přenáší krouticí moment motoru při pohybu stolu a moment v závitě (respektive brzdný moment) vzniklý při statické zátěži bez uvažování samosvornosti. Jmenovitý moment motoru je $M_N = 108 \text{ N}\cdot\text{m}$.

$$M_{K1} = \frac{M_{TZ,S}}{i} = \frac{384,8}{5} = \mathbf{76,96 \text{ N}\cdot\text{m}} \quad (44)$$

Kardanovou hřídel volím od společnosti GKN, která je předním dodavatelem a nabízí širokou škálu rozměrových řad, servis a plnou podporu zákazníkům. Při volbě rozměrové řady uvažuji větší přenášený moment, tedy moment samotného motoru. Této specifikaci odpovídá série GKN 473.20.0.02 IM [9] (obr. 22) celkové délky 520 mm a průměrem nosné hřídele 36 mm. Jmenovitý krouticí moment $T_k = 250 \text{ N}\cdot\text{m}$ a špičkový $T_{cs} = 325 \text{ N}\cdot\text{m}$ dostatečně vyhovuje. Menší řada nelze použít kvůli relativně velké délce samotného kardanu.

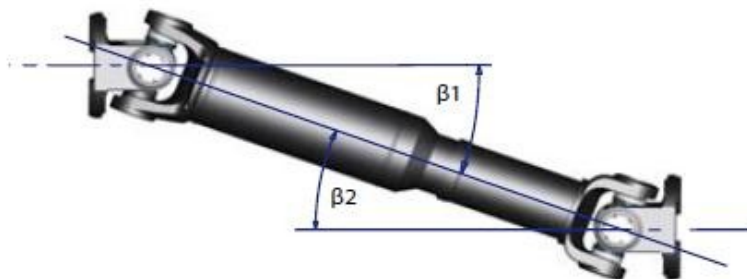


Obr. 22 - Kardanová hřídel GKN 473.20.0.02 IM

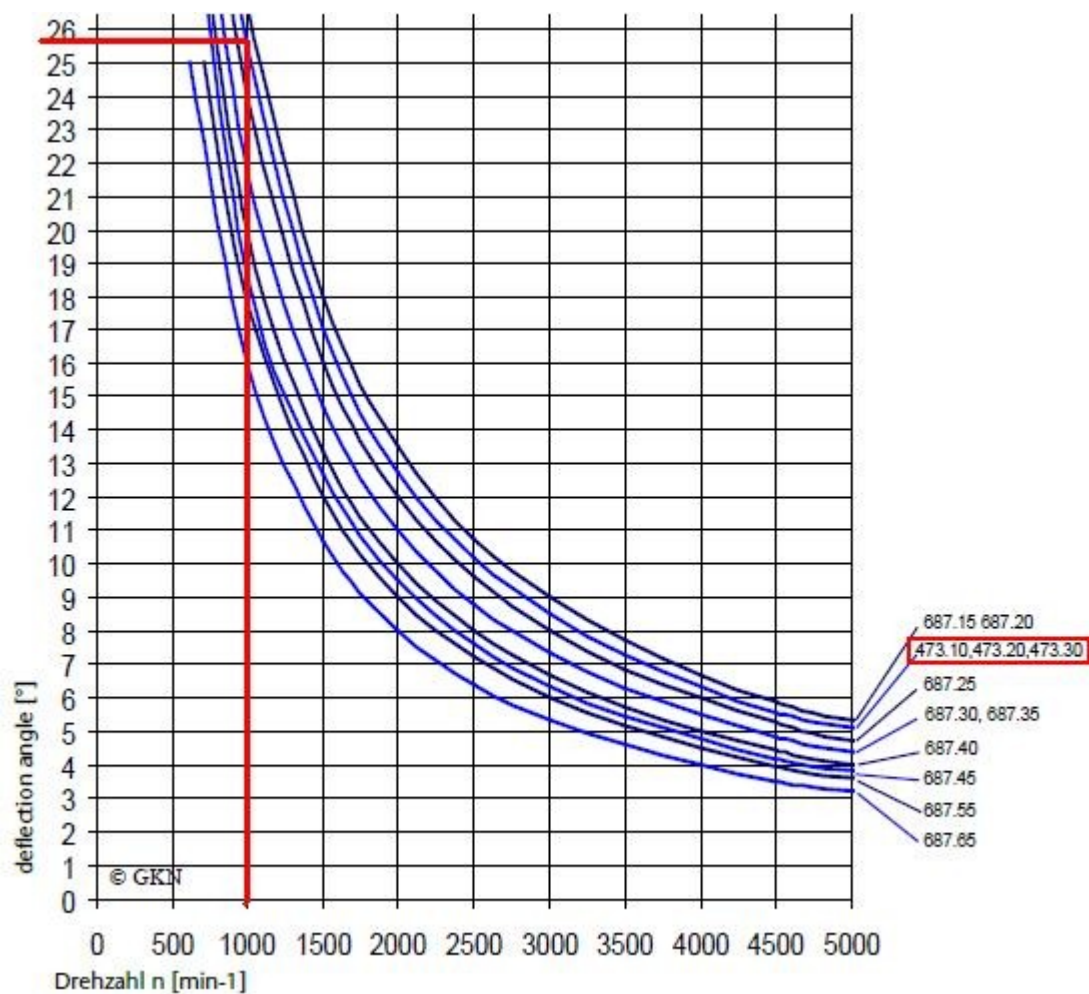
Připojení k zdvižné převodovce je pomocí normalizovaného válcového konce průměru 24 mm délky 66 mm s drážkou pro těsné pero. Poloha hřídele v axiálním směru je zajištěna pomocí jisticího šroubu M8. Přesuvný pohyb k vyrovnání vzdálenosti je realizován rovnobokým drážkováním v rozsahu od 80 mm do 390 mm (adekvátní k celkové délce hřídele). Konec pro připojení k motoru je osazen přírubou DIN 100 s šesti šrouby M8 s dříkem materiálu 10.9, která se k této rozměrové řadě kardanů dodává zakázkově a je použita z důvodu velkého průměru motorové hřídele. Utahovací moment šroubů je výrobcem stanoven na 35 N·m. Motor je osazen vyrobenou přírubou zajištěnou opět jisticím šroubem M10 kolmo na hřídel.

10.1 Kontrola kardanové hřídele

Maximální úhel vyosení kardanové hřídele $\beta = 25,5^\circ$ je stanoven dle obr. 24. Otáčky motoru jsou uvažovány jako vstupní hodnota. Hranice maximálního vyosení určuje možnost posunutí elektromotoru směrem ke středu stolu z důvodu kotevních patek bočního lineárního vedení. Tento úhel je uvažován od normální osy přírub (obr. 23).



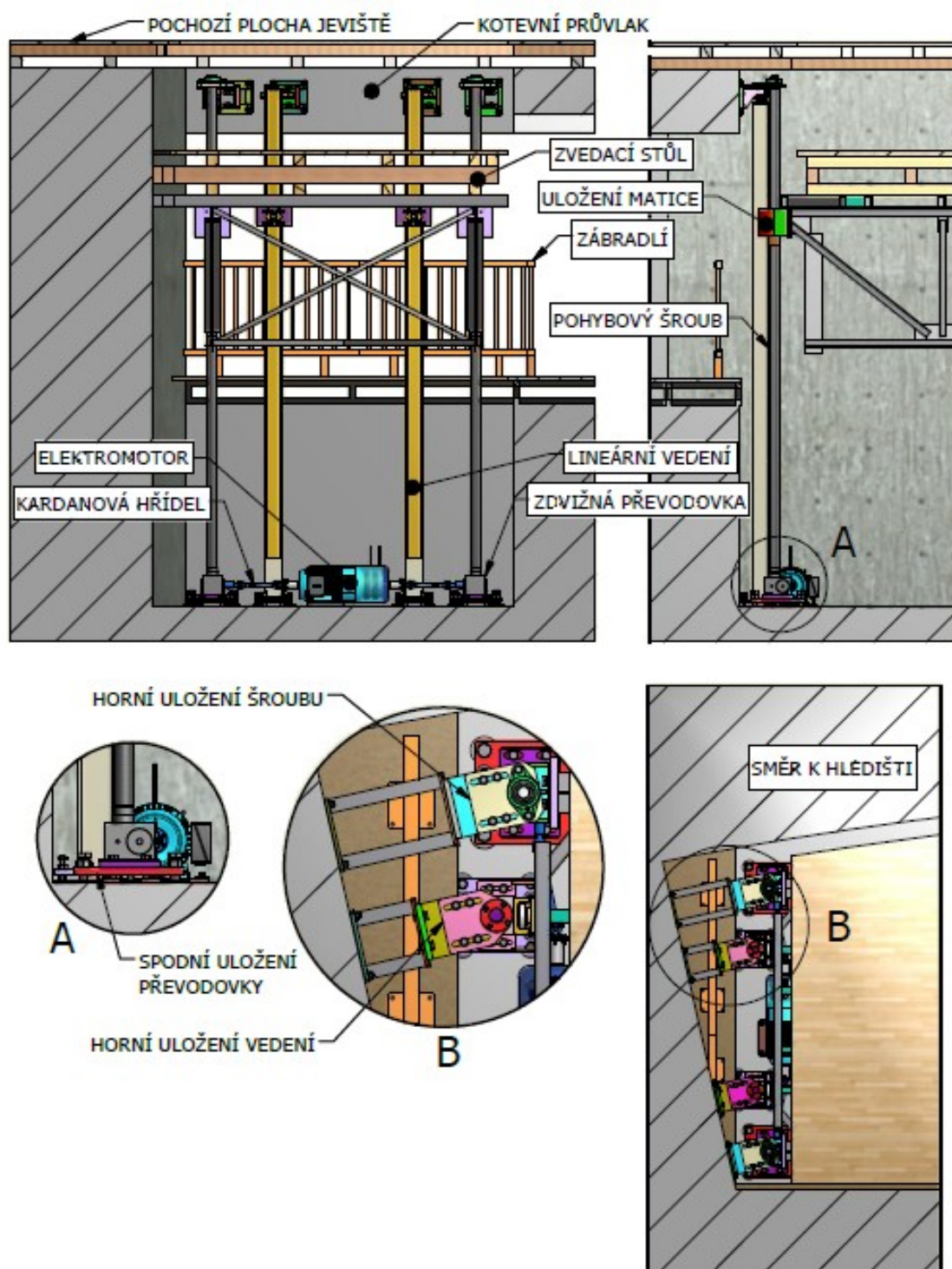
Obr. 23 - Úhel vyosení kardanové hřídele [9]



Obr. 24 - Graf pro určení maximálního vyosení kardanové hřídele [9]

Kontrola kardanové hřídele pro kritické otáčky není v této aplikaci potřeba. V grafu GKN pro výše uvedený kardan jsou kritické otáčky nad jeho horní hranicí, tedy na 7000 min^{-1} , čehož v pohonu stolu nelze dosáhnout.

11 Schéma zdvižného stolu po rekonstrukci



Obr. 25 - Schéma zdvižného stolu po rekonstrukci

11.1 Stručný postup montáže

Při rekonstrukci je stůl bezpečně zafixován v horní poloze přidavným fixačním zařízením. Původní matice včetně pohonů se demontují. Následně se demontují pohybové šrouby včetně jejich horního uložení a také vedení stolu včetně všech pomocných zařízení.

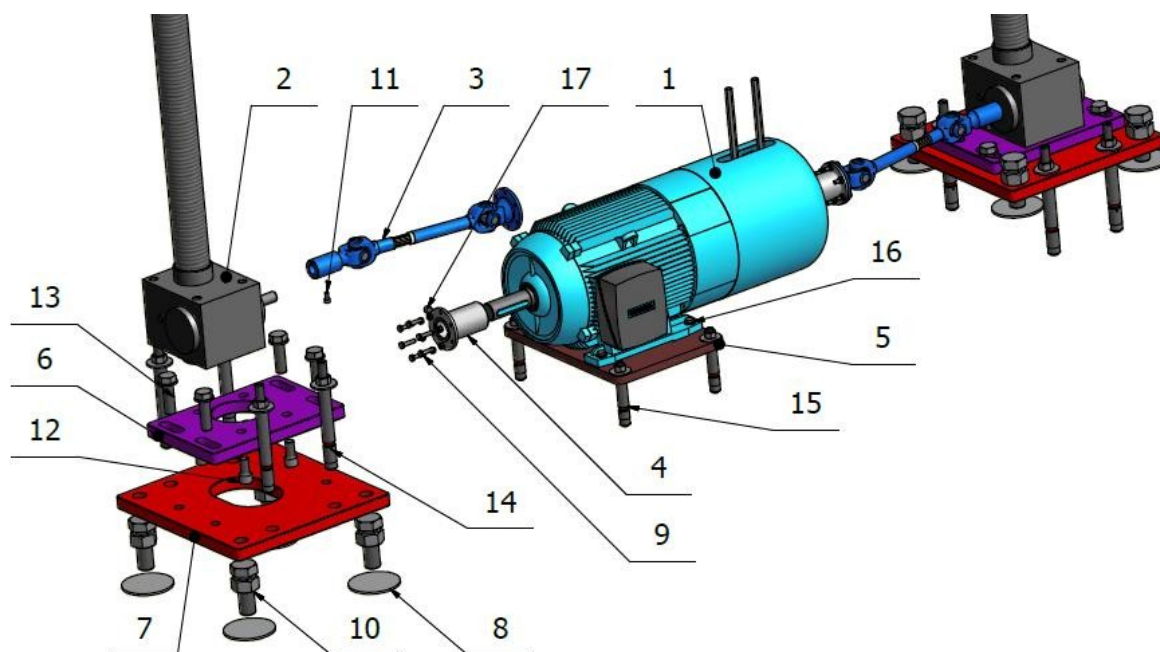
Přípojná místa pro uložení matice se zkrátí o 100 mm dle výkresové dokumentace a svarovým spojením se uchytí kotevní deska k vazníku. Do požadované pozice se v technologické jámě umístí pohonná jednotka a spodní uložení šroubu. V tomto pracovním kroku se také přichystají spodní uložení nového lineárního vedení stolu. Po montáži zdvižných převodovek je stůl z bezpečnostních důvodů předběžně ustaven přes matice na pohybové šrouby zdvižných převodovek.

Následuje montáž horních uchycení a doplňkových zařízení pro snímání polohy a pohybových stavů zdvižného stolu. Stůl se ustaví přesně v horní pozici dle požadavků zadavatele. Výškové nastavení vůči pochozí ploše jeviště je provedeno pootáčením jednotlivých matic vzhledem k jejich uložení. V případě, že by toto řešení horizontálního ustavení stolu nestačilo, je možnost pohybovat s pohybovým šroubem v axiálním směru. Tento pohyb umožňuje spodní uložení zdvižné převodovky. Po bočním ustavení je stůl předběžně zafixován a provede se zkušební provoz. Při něm může dojít k samovolnému zpřesnění pozic pohybových šroubů. V konečné fázi je stůl pevně zafixován a po zátěžových zkouškách připraven k užívání.

12 Dispozice pohonu

Elektromotor (obr. 26) 1LE1003-1DC4 (poz.1) je přišroubován čtveřicí šroubů M12x45 (poz.16) ke kotevní desce motoru (poz.5) tloušťky 20 mm. Deska je ukotvená k betonové podlaze technologické jámy pomocí vysoce zátěžových kotev Mungo HL 24x160/20 (poz.15). Kardanová hřídel (poz.3) přenáší krouticí moment na výše specifikovanou zdvižnou převodovku (poz.2). Uložení kardanu je popsáno v kapitole 10 Návrh kardanové hřídele. K tělesu zdvižné převodovky je přišroubována deska převodovky (poz.6) šrouby M20x40 8.8. ISO 4762 (poz.12), tedy šrouby s vnitřním šestihranem. Možnost ustavení převodovky v podélném směru stolu je zajištěna drážkami v této desce. Rozsah nastavení je 55 mm. Zabránění samovolnému pohybu desky je realizováno třením vůči základně převodovky (poz.7) vyvozeným šrouby M24x80 8.8. (poz.13).

Soustava zdvižná převodovka – matice je citlivá na přesné ustavení, aby nedocházelo k nadměrnému opotřebení matic. Z toho důvodu jsem volil stavitelné šrouby s jemným závitem M36×3 8.8. ISO 8765 (poz.10). Tyto šrouby sedí na plechových podložkách průměru 120 mm tloušťky 5 mm (poz.8). Odstranění samovolného pootočení stavěcího šroubu je pomocí kontra-matice. Pro zvýšení stability je základna převodovky opět zakotvena vysoce zátěžovými kotvami Mungo HL 28x230/60.



Obr. 26 - Dispozice pohonu

13 Kotvy do betonu

Pro kotvení jednotlivých desek do železobetonové konstrukce filharmonie jsem použil vysoce zátěžové kotvy (obr. 27). Předním dodavatelem je společnost Mungo. Tyto kotvy jsou používány pro rázům odolná ukotvení v civilní obraně. Mají řízenou expanzi v předvrtaném otvoru díky rozpínacímu kuželu. Galvanické pozinkování zaručí dlouhou životnost [18]. Použitelnost je jak v neporušeném tak porušeném betonu. V této práci jsou použity kotvy se závitovým svorníkem z důvodu jednodušší montáže a ustavení desek.



Obr. 27 - Vysoce zátěžová kotva Mungo HL [18]

Použité kotvy [18]:

HL-B 24x160/20

Tahové zatížení (neporušený beton): 24 kN

Tahové zatížení (porušený beton): 17,1 kN

Střihové zatížení: 52,1 kN

Utahovací moment: 160 N·m

HL-B 28x230/60

Tahové zatížení (neporušený beton): 34 kN

Tahové zatížení (porušený beton): 23,8 kN

Střihové zatížení: 70 kN

Utahovací moment: 280 N·m

14 Materiál jednotlivých komponentů

Na všechny součásti z tlustostěnných plechů a normalizovaných profilů jsem použil konstrukční ocel S235JR. Dle normy ČSN EN 10219-1 je ocel svařitelná všemi běžnými způsoby [14].

Označení oceli		Max. hmotnostní podíl v % max.					
Značka	Číselné označení	C	Si	Mn	P	S	N
S235JR	1.0038	0,18	-	1,45	0,04	0,04	0,013

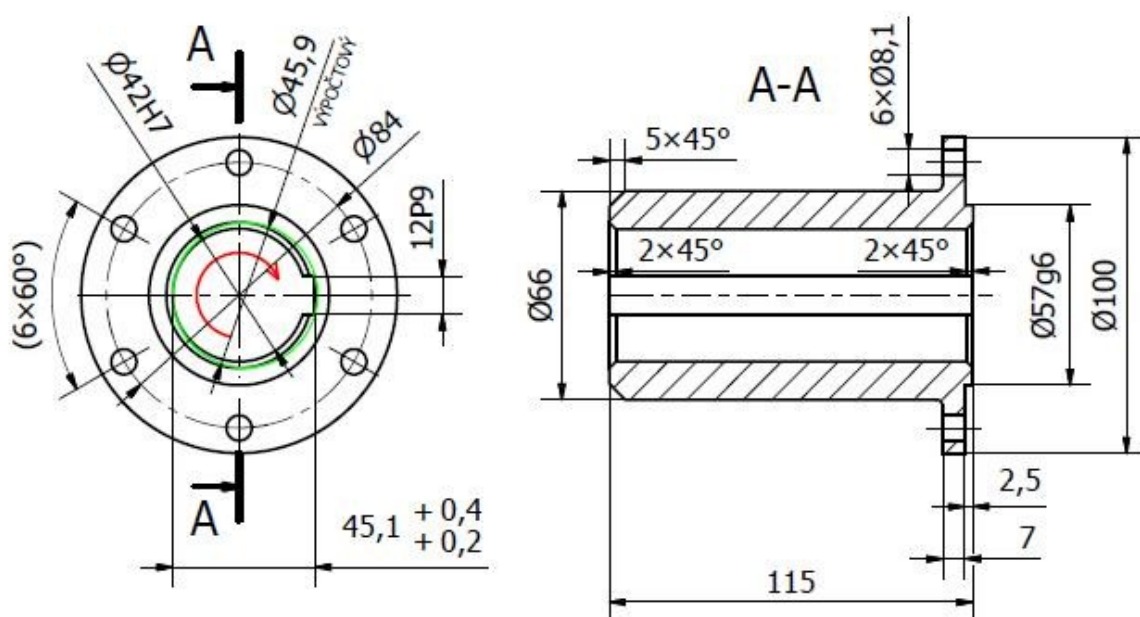
Tab. 3 – Chemické složení [14]

Označení oceli		Minimální mez kluzu R_{aH} [MPa]	Pevnost v tahu R_m [MPa]	Tažnost A [%]
Značka	Číselné označení			
S235JR	1.0038	235	360 - 510	26

Tab. 4 – Mechanické vlastnosti [14]

15 Kontrola motorové příruby

Zatížení uvažuji pouze krutem. V radiálním směru vzniká zatížení vlastní tíhou kardanové hřídele, která je vůči krouticímu momentu zanedbatelná. Motorová příruba (obr. 28) je středěná DIN přírubou kardanu pomocí uložení 57H7/g6. Materiál motorové příruby volím 11600. Hodnota dovoleného napětí pro střídavý krut $\tau_{DK} = 50 \text{ MPa}$. Šroubový spoj pomocí šesti šroubů M8 je navržen dodavatelem pro jmenovitý krouticí moment kardanu. Z tohoto důvodu není potřeba pevnostní kontrola. Jako malý výpočtový průměr uvažuji kružnici opsanou přes vrcholy drážky pro pero. Tato metoda výpočtu pokryje nebezpečný průřez vzniklý drážkou v náboji.



Obr. 28 - Motorová příruba

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_N}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{108 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{66^4 - 45,9^4}{66}} = 2,5 \text{ MPa} \ll \tau_{DK} \quad (45)$$

$$k_s = \frac{\tau_{DK}}{\tau_K} = \frac{50}{2,5} = 20 \quad (46)$$

Motorová příruba vyhovuje s bezpečností $k_s = 20$. Tato vysoká hodnota zaručeně pokryje i dynamické vlivy a rázy vzniklé provozem zvedacího stolu orchestřiště.

Kontrolu na otlacení pera 12×8×90 ČSN 02 2562 provedu v náboji, kde výška drážky v náboji $t_1 = 3,1 \text{ mm}$. Dovolené otlacení náboj – těsné pero $p_D = 100 \text{ MPa}$.

$$p = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{t_1 + l'} \leq p_D \quad (47)$$

$$F_o = \frac{M_N}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{108 \cdot 10^3}{\frac{42}{2} + \frac{3,1}{2}} = 4789 \text{ N} \quad (48)$$

$$l' = l - b = 90 - 12 = 78 \text{ mm} \quad (49)$$

$$p_p = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{t_1 \cdot l'} = \frac{4789}{3,1 \cdot 78} = 19,81 \text{ MPa} \ll p_D \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (50)$$

Otlačení pera v náboji vyhovuje s dostatečnou rezervou.

16 Pevnostní kontrola spodního uložení převodovky

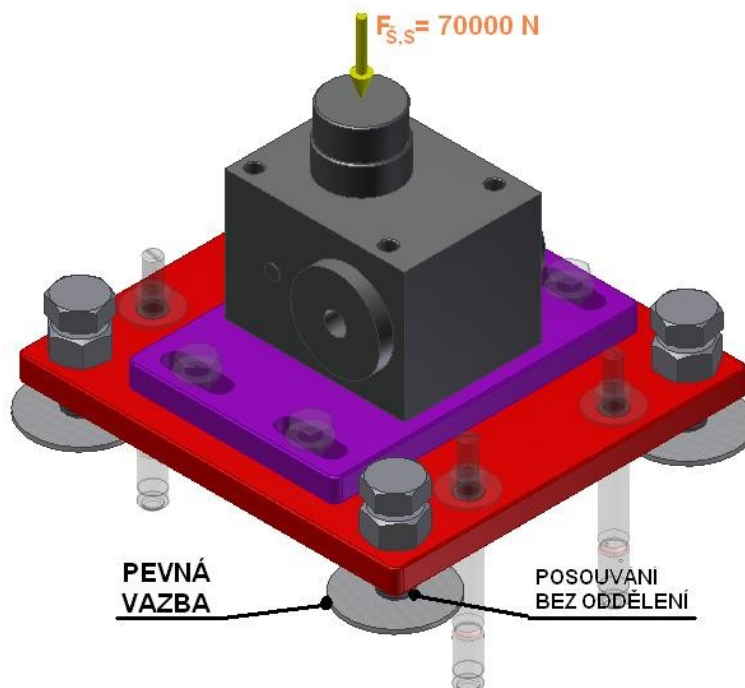
Pro všechny pevnostní analýzy MKP je v této práci použitý software Autodesk Inventor 2014. Pro simulaci desek spodního uložení jsem použil neupravenou sestavu. Pro přesné vyhodnocení pozice zatěžující síly jsem do sestavy vložil těleso zdvižné převodovky. Je však potlačené a tedy nepodléhá simulaci. Stejně tak jsou potlačeny všechny šrouby včetně vysoce zatěžových kotev. U stavěcích šroubů M36x3 však simulace probíhá.

Materiál desek jsem v knihovně Inventor určil s vlastnostmi nejbližší S235JR. Materiál stavěcích šroubů je nadefinován ručně a to s mezí pevnosti $R_m = 800 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 640 \text{ MPa}$, tedy hodnoty odpovídající materiálu šroubu 8.8.. Jako pevná vazba jsou určeny podkladové podložky.

16.1 Zatížení a dotyky

Dotyky jsem určil automaticky a tedy vázané. Zejména mezi deskou převodovky a základnou převodovky je vázané spojení (tedy pevné) zajištěno třením vyvozeným šrouby. Dotyk mezi konci stavěcích šroubů a podkladovými podložkami je posouvání bez oddělení. Tato vlastnost imituje možnost naklonění, popřípadě posunutí, šroubu vůči podložce vzniklé nepatrným průhybem desek.

Hodnota zatížení vychází z kapitoly 6 Reakce ve šroubech. V analýze jsem použil nejvyšší možnou sílu vyvozenou jako reakce od pohybového šroubu $F_{\text{š,s}} = 70000 \text{ N}$. Tato síla působí v ose šroubu, tedy v pohybové ose převodovky (obr. 29). Kvůli lineárnímu vedení nejsou zdvižné převodovky, respektive šrouby, namáhány boční silou.



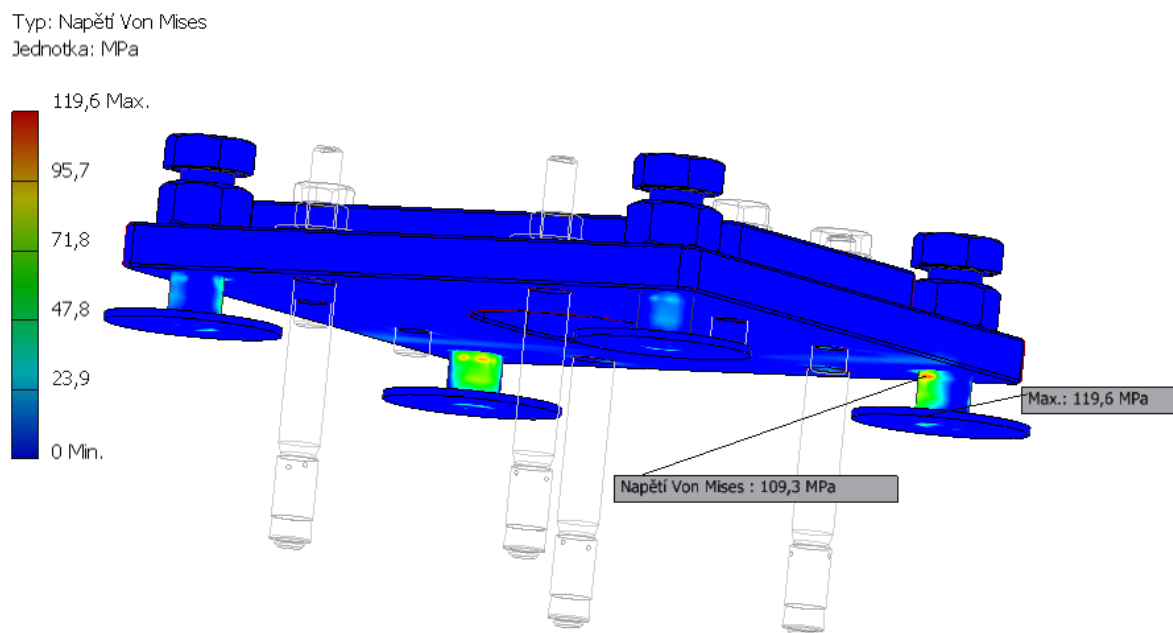
Obr. 29 - Spodní uložení zdvižné převodovky - okrajové podmínky

16.2 Výsledky

Napětí

Napětí v Autodesk Inventor je řešeno jako Von Misesovo. Tato metoda vyhodnocení postihne trojrozměrná napětí jednotlivých síťových elementů. Výsledné maximální napětí je podle očekávání ve stavěcích šroubech. Napětí vzniká zejména kvůli natočení šroubů od jejich výchozí osy vlivem průhybu desek (viz. posunutí). Hodnota 119,6 MPa (obr. 30) vyhovuje. Jmenovitá mez kluzu materiálu šroubu je 640 MPa, a tedy stav bezpečnosti v tomto kritickém místě je 5,4.

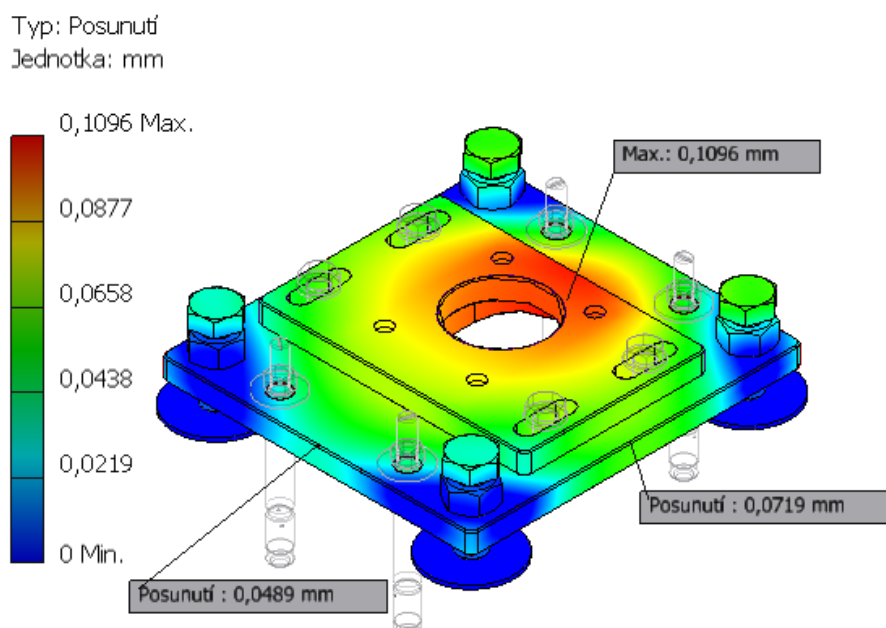
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{640}{119,6} = 5,4 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (51)$$



Obr. 30 - Průběh napětí ve spodním uložení převodovky

Posunutí

Maximální hodnota posunutí je posun jednotlivých elementů simulovaného tělesa vůči jejich počáteční prostorové pozici. Maximální posunutí (obr. 31) nastává ve středu desky převodovky. Tato hodnota 0,11 mm vyhovuje a je k rozměrům desek a pohybového šroubu zanedbatelná.



Obr. 31 - Posunutí ve spodním uložení převodovky

V této části je možno posunutí a deformaci výrazně eliminovat a to při uvažování zabetonování spodních desek po ustavení, například použitím betonu pevnostní třídy C40/50. Tato metoda ustavení však neumožňuje v průběhu životnosti zdvižného stolu orchestřiště jakékoliv dodatečné nastavení svislosti šroubu.

16.3 Kontrola tlaku podkladových podložek

Podkladové podložky průměru 120 mm sedí na betonové podlaze technologické jámy zařízení. Stávající beton uvažují pevnostní třídy C40/50 z cementu 42,5, který je standardně používán na nosné železobetonové konstrukce [24]. Jedná se o beton vyšší pevnosti a to o charakteristické válcové pevnosti $40 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ a čtvercové pevnosti $50 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Ve výpočtu jsem použil střední pevnost $f_{ck} = 45 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$.

$$S_p = \frac{\pi \cdot 120^2}{4} = \mathbf{11309 \text{ mm}^2} \quad (52)$$

Maximální zatížení jedné podložky:

$$F_{p,max} = S_p \cdot f_{ck} = 11309 \cdot 45 = \mathbf{508905 \text{ N} = 508 \text{ kN}} \quad (53)$$

Hodnota dovoleného zatížení jedné podložky je $F_{p,max} = 508 \text{ kN}$. Z toho je patrné, že čtyři podložky průměru 120 mm vyhovují s velkou rezervou.

17 Uložení matic

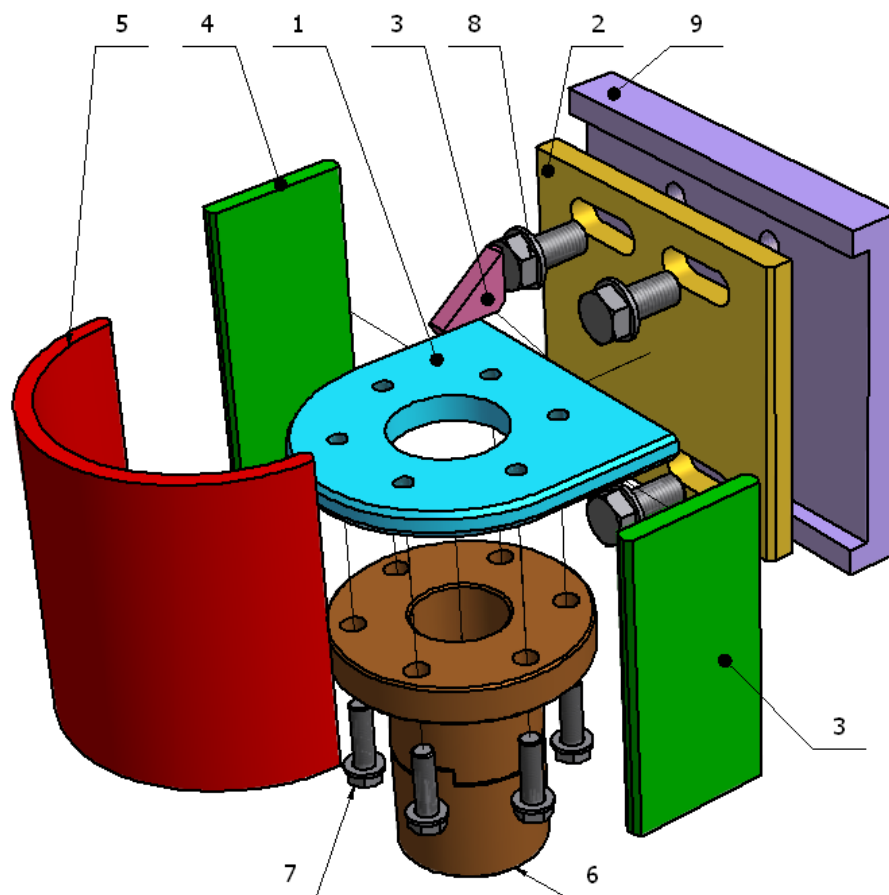
Nejdůležitějším nosným prvkem při rekonstrukci je uložení jednotlivých matic pohybového šroubu. Musí zajistit bezpečný přenos statického i dynamického zatížení stolu na nosný šroub. Dále musí disponovat vysokou tuhostí, aby nedocházel k úhlovému natočení vůči ose pohybového šroubu. Tento jev by měl za následek nadměrné opotřebování matice. Původní uložení je svařeno z dvou svislých plechů tloušťky 12 mm přivařenými koutovým svarem k základní desce matice a kotevní desce příhradové konstrukce (obr. 32). K základní desce je šroubovým spojem zajištěno uložení rotační matice.



Obr. 32 - Původní uložení matice

Nové uložení matice (dále jen uložení matice) je řešeno jako svařovaná konzole z tlustých plechů materiálu S235JR (obr. 33).

Základní částí je nosná příruba (poz.1) z plechu 20 mm připojena svarovým spojem k základní stojině (poz.2). Ten je z obou stran příruby realizován jako půl V svar převařený koutovým svarem velikosti $a = 6 \text{ mm}$. Tento princip je použitý u všech pravoúhlých svarových spojů tohoto uložení. Nosné výztuhy (poz.4) tvořené plechem tl. 15 mm společně s přední kruhovou výztuhou (poz.5) prostorově uzavírají celkový tvar. Tupé spojení je provedeno svarem V. Celkovou tuhost a pevnost zvyšuje středové žebro (poz.3). Metoda svařování je použita 135 MAG. Svařenec uložení matice je vyžíhán pro odstranění pnutí a poté tryskán na jemno. Následně je plocha příruby, na které je připojená matice, frézovaná společně s čelem základní stojiny z důvodu dodržení kolmosti mezi těmito plochami. Celý tento celek je opatřen vrchním nátěrem černé barvy (9005 dle RAL). Kotevní deska (poz.9) je přivařena koutovými svary ke konci nosného vazníku stolu. Z důvodu dodržení rozteče rozponu jednotlivých vazníků jsou hlavní nosné L-profilů zkráceny o 100 mm z každé strany. Společně s nimi jsou zkráceny o stejnou vzdálenost i krajní styčnickové plechy a šikmé výztuhy vazníkové příhrady.



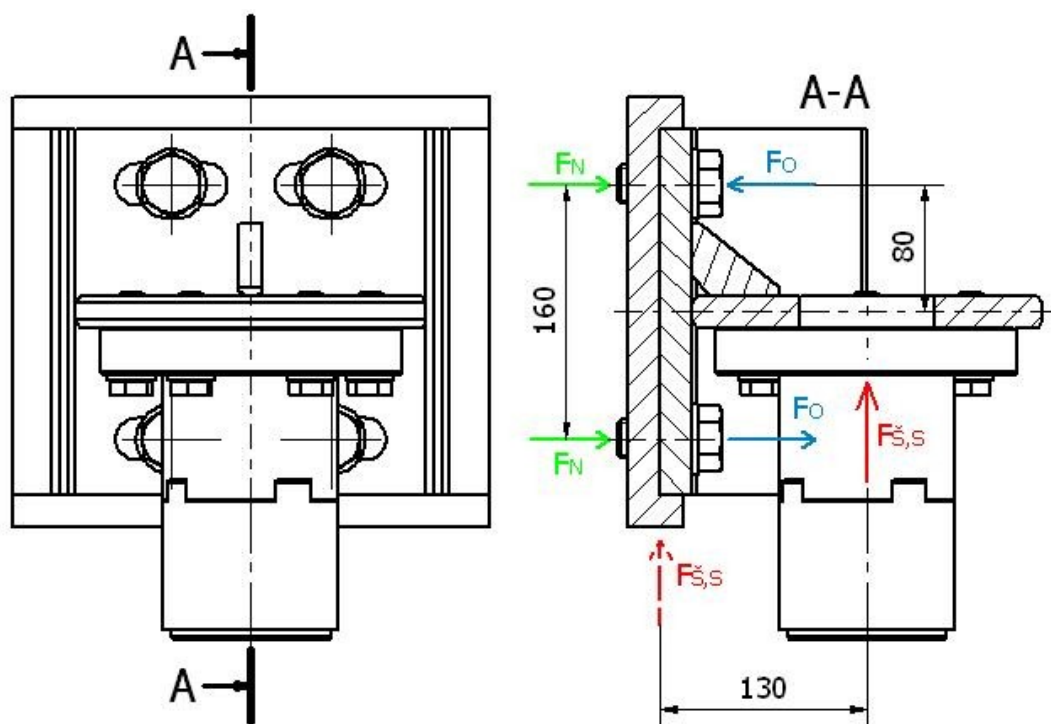
Obr. 33 - Uložení matice pohybového šroubu

Bezpečnostní matice (poz.6) je spojena s přírubou matice šestici šroubů M16×55 pevnosti 8.8. (poz.7). Spojení svařence a kotevní desky je provedeno šrouby M24 pevnosti 8.8. utaženými na předepsaný utahovací moment. Působení reakční síly vzniklé od statického a dynamického zatížení je ve větší míře zachyceno v osazení kotevní desky. Ukotvení svařence ke kotevní desce je tedy realizováno jak tvarovým stykem desek, tak třením vyvozeným normálnou silou od šroubové vazby. Přesné ustavení stolu vůči pohybovým šroubům zajišťují drážky pro šrouby v základní stojině. Rozsah bočního nastavení je 55 mm.

17.1 Výpočet utahovacího momentu

Velikost utahovacího momentu jednotlivých šroubů M24 je taková, aby po překonání třecí síly mezi hlavou šroubu a podložkou, byla vyvozena odpovídající normálná síla F_N . Ta musí za pomoci tření mezi deskami bezpečně vyvodit třecí sílu větší, než samotné maximální zatížení jedné pohybové matice respektive šroubu $F_{\text{š.s.}}$. V této části dochází

k relativnímu předimenzování šroubového spoje. To nastává z důvodu vyloučení tvarové vazby vzniklé osazením v kotevní desce. Tedy v případě, že by třecí vazba nebyla dostatečná, maximální sílu by zachytila tvarová vazba.



Obr. 34 - Výpočtové schéma uložení matice

Na obr. 34 je znázorněno rozložení sil při zatížení konzole. Je zřejmé, že šrouby musí přenést jak sílu F_N , tak sílu vzniklou od ohybového momentu $F_{O\delta}$. Ta vzniká přesazením samotné pohybové matice vůči kotevní desce o 130 mm.

$$F_{Nc} = F_{\delta,S} \cdot f_u = 70000 \cdot 0,3 = \mathbf{21000 \text{ N}} \quad (54)$$

Volím součinitel tření mezi kotevní deskou a základní stojinou pro obrobené povrchy $f_u = 0,3$.

$$F_N = \frac{F_{Nc}}{4} = \frac{21000}{4} = \mathbf{5250 \text{ N}} \quad (55)$$

Z momentové rovnice vypočítám sílu od ohybového momentu. Dle schématu je uvažována symetrie, proto je ve výpočtu vztaženého na jeden šroub použita hodnota 2 – dva šrouby v jedné polovině konzole.

$$\frac{F_{\delta,S}}{2} \cdot 130 = F_O \cdot 80 + F_O \cdot 80 \quad (56)$$

$$\frac{F_{\check{s},S}}{2} \cdot 130 = F_O \cdot 160 \quad (57)$$

$$F_O = \frac{F_{\check{s},S} \cdot 130}{2 \cdot 160} = \frac{70000 \cdot 130}{2 \cdot 160} = \mathbf{28437,5\ N} \quad (58)$$

$$F_{U,\check{s}1} = F_N + F_O = 5250 + 28437,5 = \mathbf{33687,5\ N} \quad (59)$$

$$F_{U,\check{s}2} = F_N - F_O = 5250 - 28437,5 = -23187,5\text{N} = \mathbf{|23187,5|\ N} \quad (60)$$

Z výše uvedených výpočtu a schématu (obr. 34) je patrné, že nejvíce zatížené šrouby jsou spodní. Celková síla pro výpočet utahovacího momentu v těchto šroubech je $F_{U,\check{s}1} = 33687,5\ \text{N}$ pro jeden šroub.

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} \quad (61)$$

Základní rozměry metrického závitu M24:

$$p = 3$$

$$d = 24\ \text{mm}$$

$$d_2 = D_2 = 22,051\ \text{mm}$$

$$d_3 = 20,319\ \text{mm}$$

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 22,051} = \mathbf{2,48^\circ} \quad (62)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,18}{\cos \frac{60}{2}} = \mathbf{11,74^\circ} \quad (63)$$

Volím součinitel tření v závitu $f_z = 0,18$.

$$M_{TZ} = F_{U,\check{s}1} \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (64)$$

$$M_{TZ} = 33687,5 \cdot tg(2,48 + 11,74) \cdot \frac{22,051}{2} = \mathbf{94122\ N \cdot mm = 94,1\ N \cdot m} \quad (65)$$

$$M_{TM} = F_{U,\check{s}1} \cdot f_M \cdot \frac{d_w + d_{1p}}{4} \quad (66)$$

$$M_{TM} = 33687,5 \cdot 0,18 \cdot \frac{33 + 25}{4} = \mathbf{87924\ N \cdot mm = 87,9\ N \cdot m} \quad (67)$$

Volím tření mezi hlavou šroubu a podložkou $f_M = 0,18$. Hodnota $d_W = 33$ mm určuje průměr osazení pod hlavou šroubu ISO 4017. Hodnota $d_{1p} = 25$ mm je průměr otvoru podložky.

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 94,1 + 87,9 = \mathbf{182\ N \cdot m} \quad (68)$$

Výsledný utahovací moment předepsaný pro daný šroubový spoj je 185 ± 5 N·m. Tabulková maximální hodnota utahovacího momentu pro šroub M24 pevnosti 8.8. je 699 N·m [20]. V tomto ohledu šroubový spoj vyhovuje.

17.2 Kontrola šroubů na tah od osově síly

Kvůli konstrukčnímu řešení celé soustavy uložení matice vzniká v každém z čtyř šroubů pouze tahové napětí. Maximální tahová síla odpovídá $F_{U,\text{š1}} = 33687,5$ N. Mez kluzu šroubu z materiálu 8.8. je $R_m = 640$ MPa.

$$\sigma_t = \frac{F_{U,\text{š1}}}{S} \leq R_e \quad (69)$$

$$\sigma_t = \frac{F_{U,\text{š1}}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{33687,5}{\frac{\pi \cdot 20,319^2}{4}} = \mathbf{103,9\ MPa} \leq R_e \rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (70)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_t} = \frac{640}{103,9} = \mathbf{6,2} \quad (71)$$

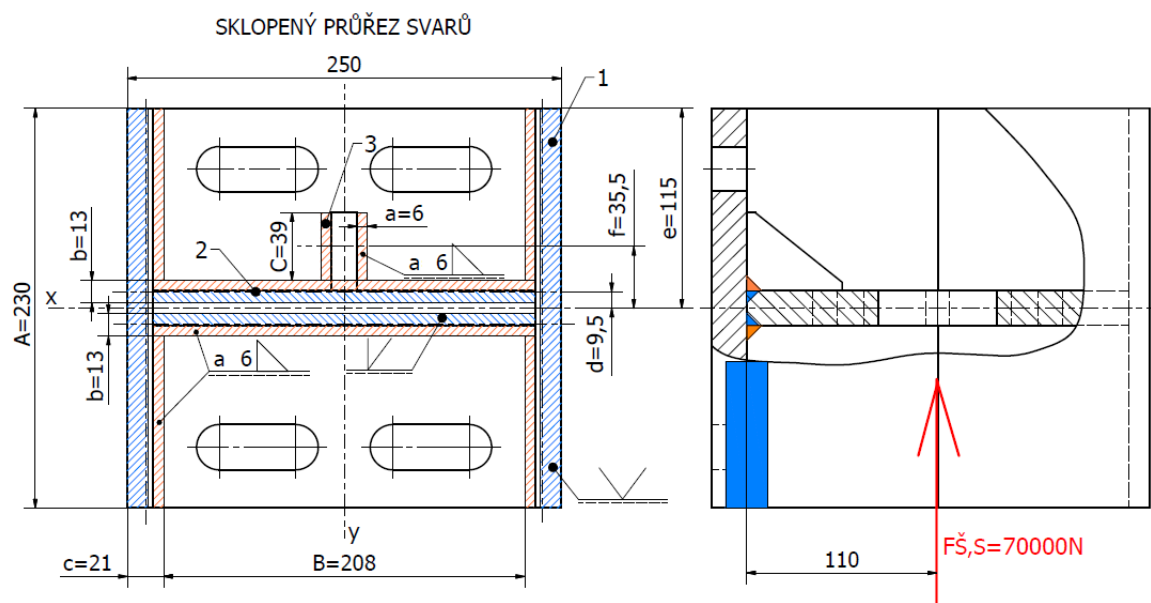
Šroub z hlediska tahového napětí vyhovuje.

17.3 Kontrola svarových spojů

Kontrolu svarových spojů jsem provedl v rovině základní stojiny. Použitý svařovací drát EMK6 průměru 1,0 mm má mez kluzu $R_e = 430$ MPa [19]. Zatížení svarů je v rovině kolmé i rovnoběžné se sklopeným průřezem. Kolmé zatížení vzniká od ohybového momentu působením síly $F_{\text{š},s} = 70000$ N na rameni 110 mm. Rovnoběžné zatížení vzniká od posunutí zatěžující síly do roviny průřezu.

Nosná příruba je přivařena k základní stojině 1/2V-svarem z obou stran. Tato část je v plné délce příruby převařena koutovým svarem $a = 6$ mm. V dalším kroku se vloží žebro, které je k oběma dílům přivařeno také koutovým svarem velikosti $a = 6$ mm. Následuje připojení bočních žebor. Ty jsou již přichystány společně s kruhovou výztuhou. Ta však

nepodléhá kritickému namáhání a její svarová část se nepromítne do sklopeného průřezu kontrolovaných svarů. Boční žebra jsou z vnější strany připojena k základní stojině V-svarem. Z vnitřní strany je koutový svar.



Obr. 35 - Uložení matice - výpočet svaru

Hodnoty pro následující výpočty jsou patrné z obr. 35. Boční svislé svary, koutový a V-svar, uvažuji jako spojené v jeden celek (poz.1), tedy s šířkou svaru $c = 21$ mm. Stejně tak uvažuji spojení koutového svaru a 1/2V-svaru v připojení nosné příruby k základní stojině (poz.2), tedy s šířkou svaru $b = 13$ mm. Ve výpočtu zanedbávám nepatrné posunutí těžiště vlivem umístění středového žebra a uvažuji těžiště ve středu základní stojiny.

$$\tau_{\parallel}^{F_{\text{š},S}} = \frac{F_{\text{š},S}}{S_{SV}} = \frac{F_{\text{š},S}}{2 \cdot A \cdot c + 2 \cdot B \cdot b + 2 \cdot C \cdot a} \quad (72)$$

$$\tau_{\parallel}^{F_{\text{š},S}} = \frac{F_{\text{š},S}}{S_{SV}} = \frac{70000}{2 \cdot 230 \cdot 21 + 2 \cdot 208 \cdot 13 + 2 \cdot 39 \cdot 6} = 4,51 \text{ MPa} \quad (73)$$

Výpočet kvadratického momentu průřezu svarů J_x :

$$J_x = 2J_{x1} + 2J_{x2} + 2J_{x3} = 2 \cdot \frac{A^3 \cdot c}{12} + 2 \left(\frac{b^3 \cdot B}{12} + b \cdot B \cdot d^2 \right) + 2 \left(\frac{C^3 \cdot a}{12} + C \cdot a \cdot f^2 \right)$$

$$J_x = 2 \cdot \frac{230^3 \cdot 21}{12} + 2 \left(\frac{13^3 \cdot 208}{12} + 13 \cdot 208 \cdot 9,5^2 \right) + 2 \left(\frac{39^3 \cdot 6}{12} + 39 \cdot 6 \cdot 35,5^2 \right) \quad (74)$$

$$J_x = 43797851 \text{ mm}^4 \quad (75)$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{oxSV}} = \frac{F_{\check{s},s} \cdot 110}{\frac{J_x}{e}} = \frac{70000 \cdot 110}{\frac{43797851}{115}} = 20,22 \text{ MPa} \quad (76)$$

Hodnoty převodních součinitelů koutových svarů pro zvolenou metodu svařování jsou [1]:

$$k_3 = k_{\perp} = 0,9$$

$$k_4 = k_{\parallel} = 0,8$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{F\check{s},s}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{20,22}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{4,51}{0,8}\right)^2} = 23,16 \text{ MPa} \quad (77)$$

Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot a = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot 6 = 1,0462 \quad (78)$$

$$k_s = \frac{R_e \cdot \beta}{\sigma_{red}} = \frac{430 \cdot 1,0462}{23,16} = 19,42 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (79)$$

Svarové spojení vyhovuje s dostatečnou rezervou.

17.4 Pevnostní analýza

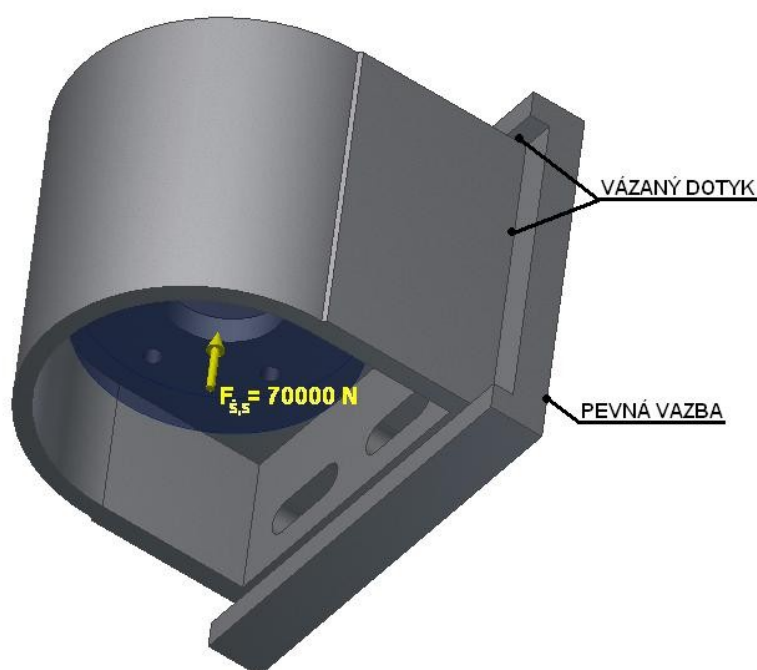
Sestava uložení matice je převedena na díl svařence a kotevní desky. Součástí neobsahují svarové úkosity, protože by došlo ke zkreslení vyhodnocených dat. Všechny šrouby jsou odstraněny. V simulační sestavě jsem nahradil matici pomocnou kruhovou deskou, která je však ve výsledcích potlačena.

Materiál jsem opět zvolil z knihovny Inventor, a to nejbližší podobný konstrukční oceli S235JR. V analýze je zvolená jako pevná vazba zadní strana kotevní desky. Tato vazba imituje svarové uchycení k samotnému vazníku pohyblivého stolu orchestřiště.

17.4.1 Zatížení a dotyky

Určení jednotlivých dotyků jsem provedl automaticky a to jako vázané. Nastávají mezi kotevní deskou a základní stojinou. Vázaný dotyk vystihuje třecí vazbu vzniklou od šroubového spoje.

Hodnota zatížení vychází z kapitoly 6 Reakce ve šroubech. V analýze uvažuji nejvyšší možnou sílu vyvozenou jako reakce od pohybového šroubu $F_{\text{š,s}} = 70000 \text{ N}$. Působíště síly je v ose matice, respektive v ose pomocné kruhové desky (obr. 36).

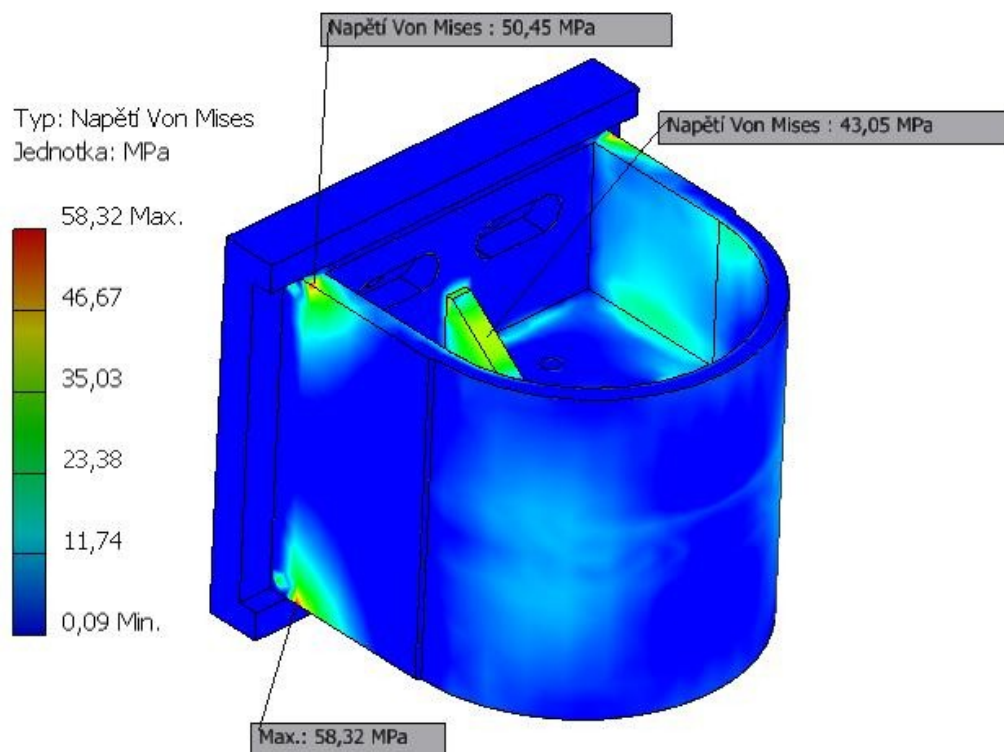


Obr. 36 - Uložení pohybové matice - okrajové podmínky

17.4.2 Výsledky

Napětí

Na obr. 37 lze vidět průběh napětí Von Mises. Maximální hodnot je v rohovém místě připojení krajního žebra 58,32 MPa. Tato hodnota je mírně vyšší oproti realitě z důvodu neuvažování nosných svarových ploch zejména od koutových svarů. Z výsledků napětí je patrné, že daná součást vyhovuje.

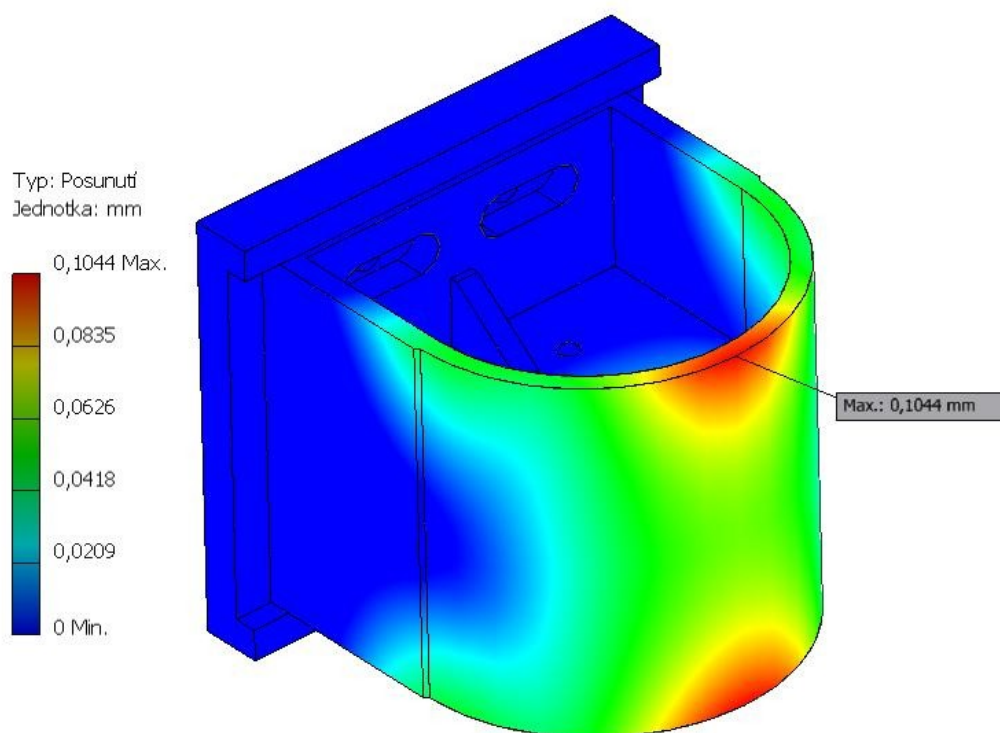


Obr. 37 - Průběh napětí v uložení matice

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{235}{58,32} = 4 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (80)$$

Posunutí

Hodnota posunutí 0,104 mm (obr. 38) je ve vrcholu kruhové výztuhy. Vzhledem k hodnotě zatěžující síly, která vychází se statického zatížení je vyhovující. Dojde k minimálnímu vychýlení matice vůči šroubu, který však není v pohybu. Při pohybu šroubu, tedy dynamickém zatížení, je zatěžující síla poloviční a tedy i posunutí (vyklonění matice) odpovídá poloviční hodnotě zobrazeného maximálního posunutí. V tomto případě je vyklonění matice v mezích její vůle a vyhovuje.



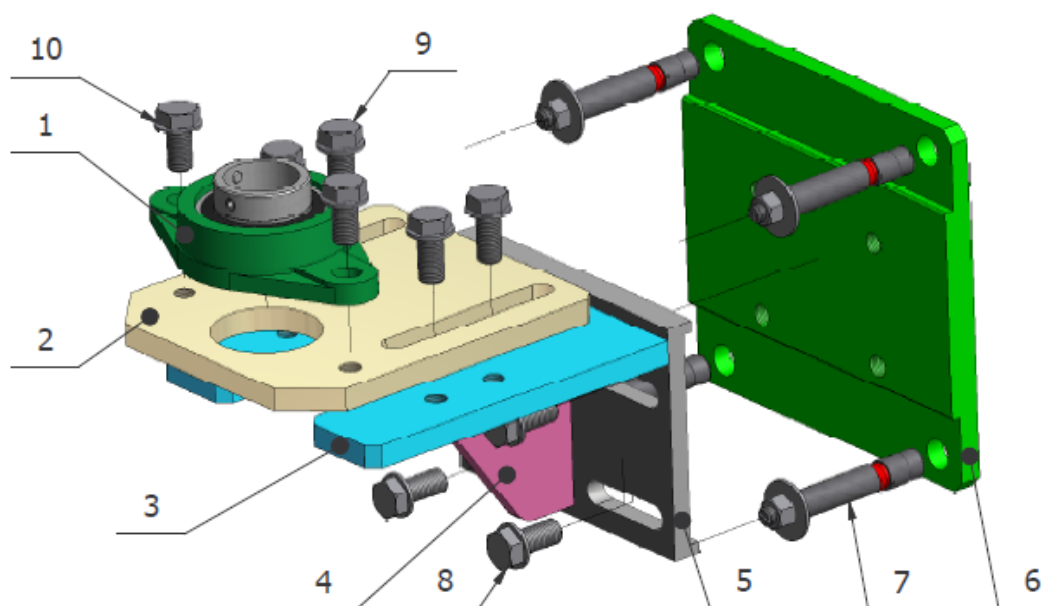
Obr. 38 - Posunutí v uložení matice

18 Horní uložení šroubu

Horní uchycení šroubu musí zajistit dostatečně tuhé a nastavitelné uložení (obr. 39). Zároveň musí být konstrukčně řešeno tak, aby soustava uložení celé zdvižné převodovky vystihovala třetí Eulerův vztah pro vzpěrnou pevnost.

Válcový konec pohybového šroubu je průměru 60h7. Na tomto průměru je usazen ložiskový domek UCFL 212 s kuličkovým zakrytovaným ložiskem dodávaný společností T.E.A. Technik [22] (poz.1). Ukotvený je k desce ložiskového tělesa (poz.2) dvěma šrouby M20. V této desce jsou drážky pro podélné nastavení vzdálenosti v rozsahu 90 mm. Zajištění podélné pozice vůči mezi-desce tělesa (poz.3) je zajištěno čtveřicí šroubů M20. Mezi-deska tvoří společně s žebrem (poz.4) a stojinou uchycení (poz.5) základní svařenec konzole. Velikost svarů je $a = 6$ mm. Ve stojině uchycení jsou drážky pro příčné ustavení v rozsahu 70 mm. Tyto rozsahy nastavení v podélném i příčném směru umožní přesné ustavení pozice ložiska vůči šroubu i přes šikmo vedený průvlak celkové konstrukce jeviště filharmonie. Společně se základnou (poz.6) je svařenec spojen šrouby M20. Zajištění pozice je pomocí třecí vazby vyvozené těmito šrouby, a také díky tvarovému styku mezi základnou

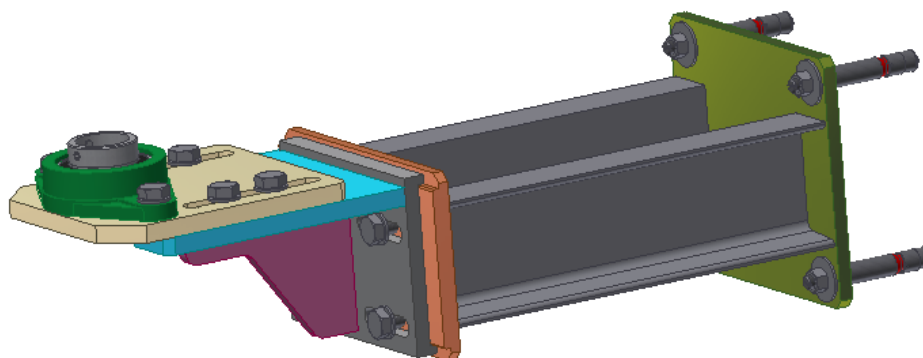
a stojinou uchycení. Celá konstrukce je kotvena do nosného betonového průvlaku pomocí vysoce zátěžových kotev Mungo HL 24x160/20 (poz.7).



Obr. 39 - Horní uložení šroubu - přední

Ložisko svou konstrukcí a principem spojení s válcovým koncem šroubu umožňuje axiální pohyb vzniklý vlivem tepelné roztažnosti materiálu. Zatížení této konstrukce je pouze od vzniklého vertikálního průhybu šroubu od zatížení. Ostatní boční síly jsou opět zachyceny samotným vedením stolu.

Kvůli šikmému průvlaku, který je od kolmé pozice natočený cca o 13° je uložení zadního šroubu delší (obr. 40). Prodloužení jsem provedl pomocí dvou profilů U140 délky 485 mm. K základně, která je oproti přednímu uložení menší, jsou U-profilů přivařeny koutovým svarem $a = 6$ mm a to zády k sobě. Dalším prvkem navíc je v této konstrukce kotevní deska. Zakotvená do betonové konstrukce je stejným způsobem jako přední uložení.



Obr. 40 - Horní uložení šroubu - zadní

19 Lineární vedení stolu

Cílem rekonstrukce je také vedení stolu. Původní vedení stolu (obr. 41) je pomocí dvou sloupů na kratších stranách stolu. Ty jsou zakotveny přes ocelové desky do betonové podlahy technologické jámy bez možnosti nastavení svislosti. Jako odvalovací prvek jsou použity tři kladky. Samotné uložení původních kladek je značně opotřebované. Vůle mezi sloupem a těmito kladkami je v jistých případech i 10 mm. To má za následek nadměrné opotřebování původních matic a nepřesné zajíždění stolu do samotné podlahy jeviště (zejména kvůli bočním vůlím v matici a šroubu). V extrémních případech naražení zdvižného stolu do spodní části pochozí plochy jeviště. Kvůli křížení matic vůči šroubům dochází také ke snížení účinnosti pohonu stolu a zvýšení hlučnosti zařízení. Tento jev nastává nepřesným řízením rozběhů, doběhů a samotného chodu motorů kvůli absenci IRC snímačů (enkodérů).



Obr. 41 - Původní vedení stolu

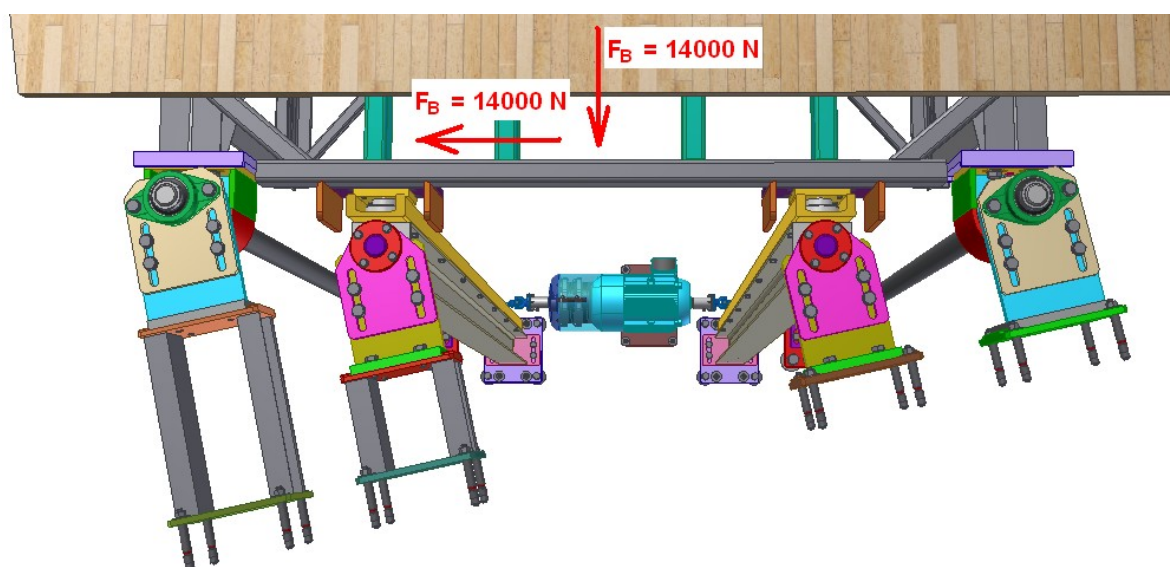
Pro nové vedení stolu jsem použil čtyři kolejnicové lineární vedení Winkel [23] (obr. 42). Uložené jsou na kratší straně stolu s roztečí 1200 mm symetricky vůči středové rovině stolu. Kotvení je jak do betonové podlahy technologické jámy, tak do průvlaku nosné železobetonové konstrukce filharmonie. Ve svislém směru, tedy v axiálním směru kolejnic nepůsobí žádné zatížení. V podélném a příčném směru vodorovné roviny stolu může vzniknout boční zatížení. Síly, které musí zachytit lineární vedení, však vzniknou pouze za klidu, tedy při statickém zatížení, a to buď ve spodní, nebo horní poloze stolu. Při pohybu stolu, tedy při dynamickém zatížení, nevznikají žádné boční síly (působí pouze zatížení

šroubů, tj. axiální síla ve šroubu). To je zapříčiněno specifikací zadání, kdy je obsluha povinná dodržet symetrické zatížení stolu při jeho pohybu. Další důvod použití čtyř kolejnic je celkové zvýšení tuhosti soustavy šroub-matice-stůl. Boční vedení zabrání možným osovým pohybům matic vůči šroubům a tím zvýšení opotřebení popřípadě k zvýšení hlučnosti.

Je problematické určit velikost boční síly při standardních provozních stavech stolu. V této práci uvažuji boční sílu pro zvýšení samotné bezpečnosti a tuhosti zvedacího stolu orchestřiště. Jako hodnotu, kterou musí bezpečně přenést lineární vedení ve dvou souřadnicových směrech, jsem volil 20% z maximálního statického zatížení jednoho šroubu.

$$F_B = 0,2 \cdot F_{\Sigma, S} = 0,2 \cdot 70000 = \mathbf{14000 \text{ N}} \quad (81)$$

Hodnotu boční síly F_B v podélním i svislém směru uvažuji na dvě lineární vedení.

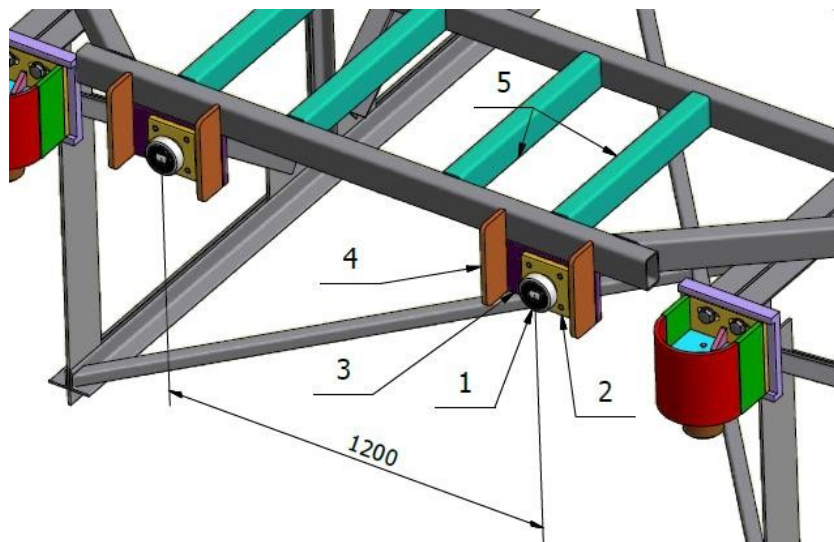


Obr. 42 - Schéma umístění vedení stolu a pohybových šroubů

19.1 Uložení pojezdového ložiska - kladky

Pojezdové ložisko (obr. 43) volím od společnosti Winkel dle katalogu [23], jako fixní osově ložisko typ 4.061 (poz.1). Únosnost ložiska ve směru do kolejnice (tedy přes valivý středový element ložiska) $F_A = 7,44 \text{ kN}$. Únosnost ložiska na velkém valivém průměru $F_R = 23,8 \text{ kN}$. K němu volím typovou kotevní přírubu čtvercového tvaru 150x150 mm AP 6-Q (poz.2) [23]. Spojení této příruby s tělesem ložiska je pomocí koutového svaru. Další připojení je provedeno šrouby M16 ke kotevní desce (poz.3). Ta obsahuje drážky pro nastavení kladky v příčném směru. Rozsah nastavení je 70 mm. Kotevní deska je přivařena

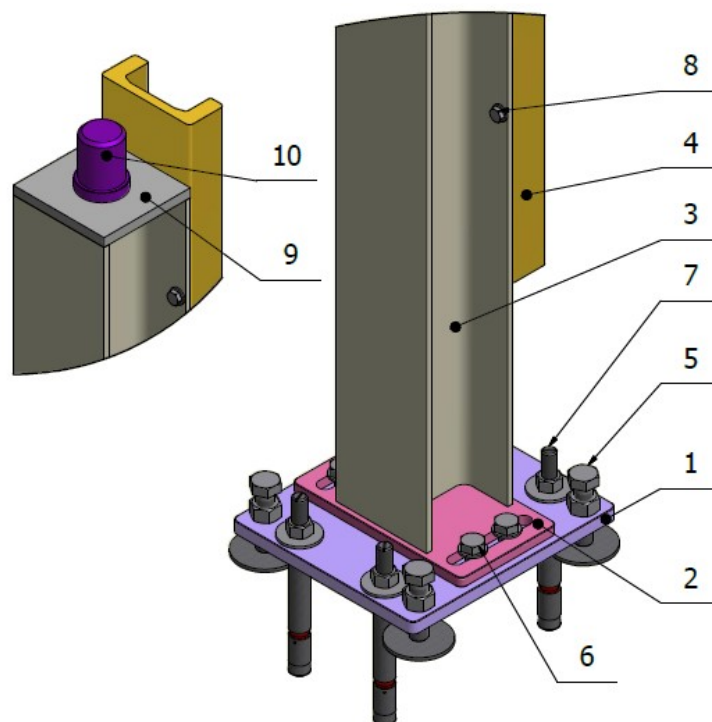
koutovým svarem velikosti $a = 6 \text{ mm}$ ke stávajícímu obdélníkovému profilu. Jako výztuha desky proti klopení slouží dvojice žeber (poz.4), které propojují kotevní desku s profilem zdvižného stolu. Pro celkové zvýšení tuhosti profilu, na kterém jsou uchyceny pojezdové ložiska, jsou do prostoru mezi profily konstrukce přivařeny čtyři obdélníkové profily $100 \times 60 \times 5$ (poz.5) materiálu S235JR.



Obr. 43 - Uložení fixního osového ložiska

19.2 Nosná konzole vedení

Nosná konzole (obr. 44) vedení je ve spodní části složená z kotevní desky (poz.1) tloušťky 15 mm. Ustavení polohy kotevní desky a tedy i celé konzole je pomocí stavěcích šroubů s jemným závitem $M24 \times 1,5$ ISO 8765 (poz.5). Pro absolutní zabránění proti pohybu je deska kotvena do betonové podlahy čtyřmi vysoce zátěžovými kotvami Mungo HL $24 \times 160/20$ (poz.7). Na kotevní desku je pomocí šroubů M20 uchycena mezi-deska (poz.2). Nastavení přesné polohy v podélném směru je realizováno drážkami v této desce. Rozsah nastavení je 70 mm. Nosná stojina (poz.3) je k mezi-desce přivařena koutovým svarem velikosti $a = 6 \text{ mm}$. Vyrobená je z HEA 160 [17] profilu délky 4225 mm. V čele je sedm párů montážních otvorů průměru 13,5 mm pro přichycení kolejnice. V horní části je profil zaslepen víkem (poz.9) s kotevním čepem průměru 60g6 mm (poz.10). Víko je uchyceno obvodovým koutovým svarem. Kolejnice je použita jako standardní vrtaný profil Winkel PG 4 NbV. Délka je 4000 mm. Rozložení kotevních závitových otvorů je $6 \times 580 \text{ mm}$. Díky šroubovému připojení kolejnice lze snadno provést výměnu v případě opotřebení. Celkově dojde ke zvýšení pevnosti svislé konzole.

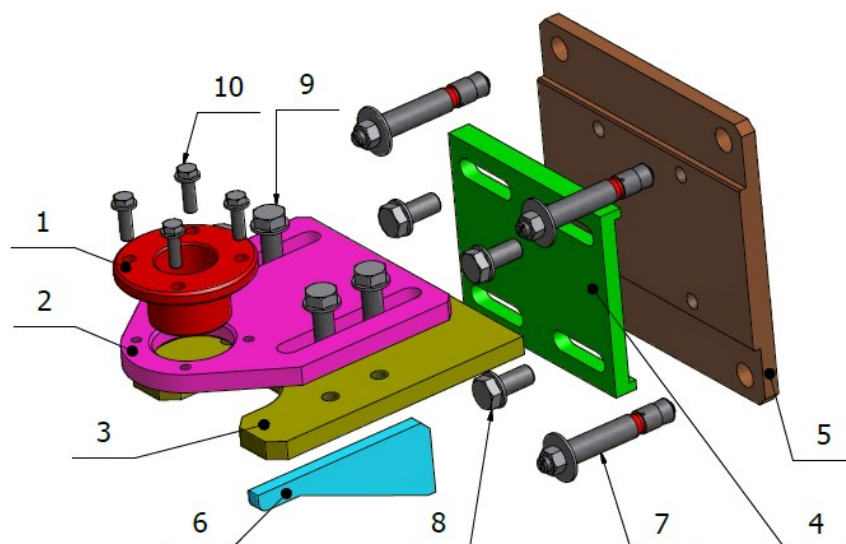


Obr. 44 Nosná konzole vedení

19.3 Horní uložení vedení

Horní uchycení konzole zachytí působení boční síly při poloze stolu, kdy tvoří pochozí plochu jeviště. Zabráni se tímto vyklonění konzole od svislé roviny vlivem pružných deformací. Ukotveno je, stejně jako uložení pohybových šroubů, do betonového průvlaku.

Hlavním prvkem k přenesení zatížení je kotevní příruba (poz.1). Tento princip uložení jsem použil z důvodu dosažení přesného ustavení kolejnice i přes relativně nepřesné úhlové řešení nosného průvlaku filharmonie (obr. 45). Uložení příruby vůči nosnému čepu konzole je 60H7/g6. Je řešená jako výměnná, pro snadnou a přesnou výrobu. Uchycena je šrouby M12 a vůči desce příruby (poz.2) je zasazena do otvoru a tím celkově středěná. Přesné podélné nastavení umožní drážky. K mezi-desce (poz.3) je uchycena šrouby M20. Společně s žebrem (poz.6) a stojinou příruby (poz.4) je opět šroubovým spojením na drážkách uchycená k základní konzoli (poz.5). Zakotvení je realizováno kotvou Mungo HL 24x160/20 (poz.7).

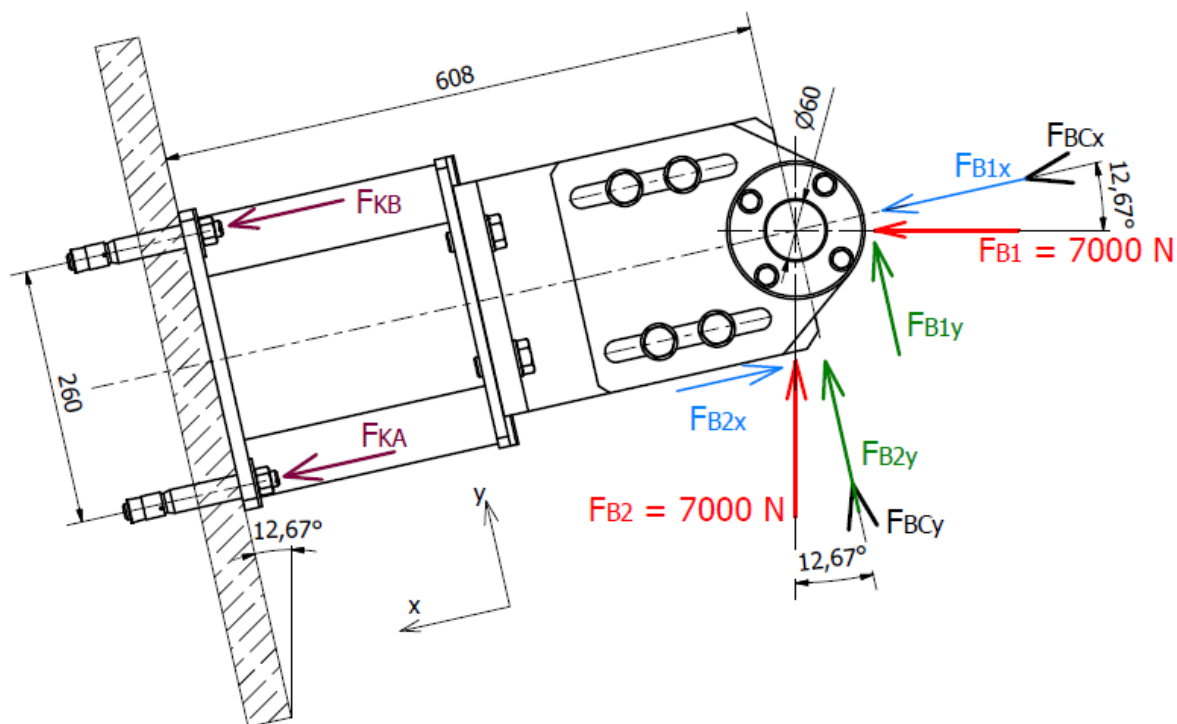


Obr. 45 - Horní uložení lineárního vedení stolu

Zadní uchycení vedení je stejně jako horní uchycení šroubů delší (obr. 46). Prodlouženo je profilem U140 délky 251 mm. Ten je koutovým svarem spojen s kotevní deskou. Kvůli delšímu rozložení je silové zatížení horší než na předním uložení. Z tohoto důvodu provedu kontrolu pouze na tomto celku.

19.4 Kontrola vysoce zátěžové kotvy

Vstupní zatížení je boční síla $F_B = 14000 \text{ N}$. Ta je však uvažována na dvě vedení, tedy v kontrolních výpočtech je na jedno uložení použita poloviční hodnota této síly $F_{B1} = F_{B2} = 7000 \text{ N}$. Rozložení sil je patrné ze schématu viz. obr. 46.



Obr. 46 - Schéma zadního uložení vedení

Z důvodu šikmo umístěného průvlastku konstrukce, který je oproti souřadnému systému otočen o $\alpha = 12,67^\circ$, jsem musel převést zátěžové složky do potočeného souřadného systému.

$$F_{B1x} = F_B \cdot \cos \alpha = 7000 \cdot \cos 12,67 = 6829,5 \text{ N} \quad (82)$$

$$F_{B1y} = F_B \cdot \sin \alpha = 7000 \cdot \sin 12,67 = 1535,3 \text{ N} \quad (83)$$

$$F_{B2x} = F_B \cdot \sin \alpha = 7000 \cdot \sin 12,67 = 1535,3 \text{ N} \quad (84)$$

$$F_{B2y} = F_B \cdot \cos \alpha = 7000 \cdot \cos 12,67 = 6829,5 \text{ N} \quad (85)$$

Výpočet celkového zatížení v jednotlivých osách:

$$F_{BCx} = F_{B1x} - F_{B2x} = 6829,5 - 1535,3 = 5294,2 \text{ N} \quad (86)$$

$$F_{BCy} = F_{B1y} + F_{B2y} = 6829,5 + 1535,3 = \mathbf{8364,8\ N} \quad (87)$$

Z momentové rovnice k bodu B vypočtu reakci v kotvě v horším místě tedy F_{KA} :

$$F_{BCy} \cdot 608 - F_{BCx} \cdot \frac{260}{2} - F_{KA} \cdot 260 = 0 \quad (88)$$

$$F_{KA} = \frac{F_{BCy} \cdot 608 - F_{BCx} \cdot \frac{260}{2}}{260} = \frac{8364,8 \cdot 608 - 5294,2 \cdot \frac{260}{2}}{260} = \mathbf{16914\ N} \quad (89)$$

Hodnota výsledné reakce v kotvě F_{KA} je kvůli uvažování symetrie rozložení vztažena na dvě kotvy. Zatěžující hodnota pro jednu kotvu je:

$$F_{KA}' = \frac{F_{KA}}{2} = \frac{16914}{2} = \mathbf{8457\ N} \quad (90)$$

Z výsledku je patrné, že vysoce zátěžová kotva Mungo HL 24x160/20 vyhovuje. Její dovolené tahové zatížení v neporušeném betonu je 24 kN, což je větší než skutečné napětí v jedné kotvě $F_{KA}' = 8457\ N$. Síla $F_{BCy} = 8364\ N$ vztažená na dvě kotvy vyvodí stříhové napětí. Toto zatížení je také vyhovující, protože dovolené je 52,1 kN (viz. kapitola 13 Kotvy do betonu).

Kontrola předního uložení vodících kolejnic není potřebná. Moment, na kterém působí boční síly, je menší kvůli kratší vzdálenosti čepu od nosného průvlaku. Z tohoto důvodu je reakce ve více zatížené kotvě předního uložení také menší.

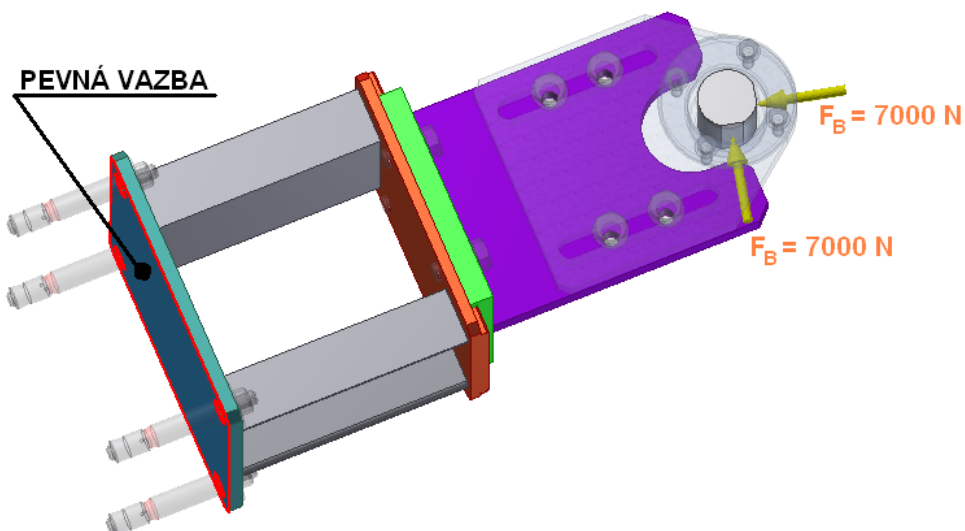
19.5 Pevnostní kontrola zadního uložení vedení

Kontrolu analýzou MKP jsem aplikoval na zadní uložení. Je to ze stejného důvodu jako při kontrole kotvy do betonu, tedy kvůli větší délce uložení. Sestava je vložena do simulace bez úprav. Doplněný model čepu v přírubě slouží pouze jako zatěžující prvek pro zpřesnění výsledků a nepodléhá vyhodnocení. Všechny šrouby a kotvy jsou vyloučené ze simulace.

Materiál jsem definoval v knihovně Inventor, tak aby odpovídal skutečnému materiálu konstrukce S235JR. Jako pevnou vazbu jsem určil zadní stranu kotevní desky (obr. 47).

19.5.1 Zatížení a dotyky

Dotyky mezi jednotlivými díly sestavy jsou určeny automaticky a to jako vázané. Ztěžující síly působí na vložený čep, který nahrazuje skutečný. Ten je potočen vůči normále o $12,67^\circ$, což vystihuje šikmé působení sil vzhledem k celé konzoli horního uložení kolejnice. Hodnota zatížení vychází z kapitoly 19.4 Kontrola vysoce zátěžové kotvy. Velikost síly v podélném i příčném směru je $F_B = 7000 \text{ N}$ (obr. 47).



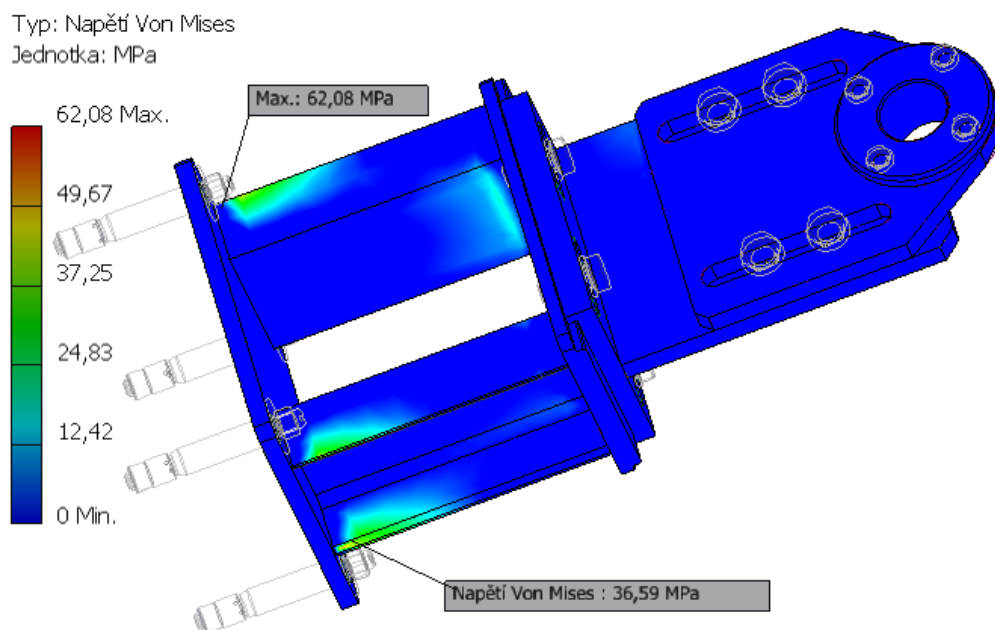
Obr. 47 - Horní uchycení lineárního vedení - okrajové podmínky

19.5.2 Výsledky

Napětí

Největší napětí (obr. 48) nastává ve vetknutí prodlužovacího U140 profilu a to na jeho ramenech. Maximální hodnota v tomto místě je $62,08 \text{ MPa}$. Vzhledem k použitému materiálu s mezí kluzu $R_e = 235 \text{ MPa}$ tato hodnota vyhovuje se statickou bezpečností $k_s = 3,8$. Hodnota napětí je oproti skutečnosti vyšší. Důvodem je neuvažování částečného zachycení sil ve sloupové konzoli HEA160 a kolejnici.

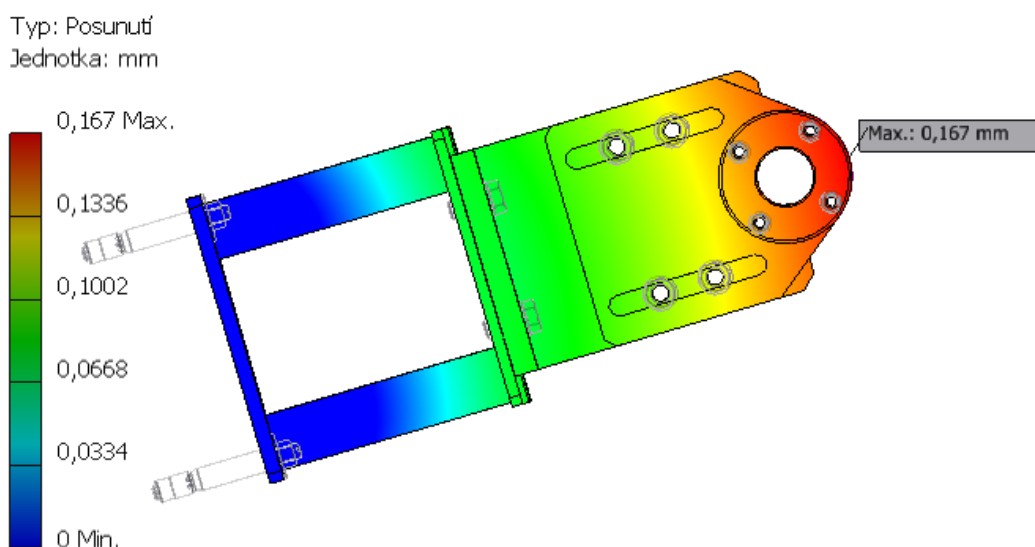
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{235}{62,08} = 3,8 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (91)$$



Obr. 48- Průběh napětí v horním uložení lineárního vedení

Posunutí

Velikost maximálního posunutí (obr. 49) je na konci desky příruby s hodnotou 0,17 mm. Tato hodnota vyhovuje vzhledem k provozním vůlím mezi fixním osovým ložiskem a kolejnicí. Posunutí je zapříčiněno relativně velkou vzdáleností mezi osou kotevního čepu a čelem kotevní desky, která je 608 mm při ustavení na střed.



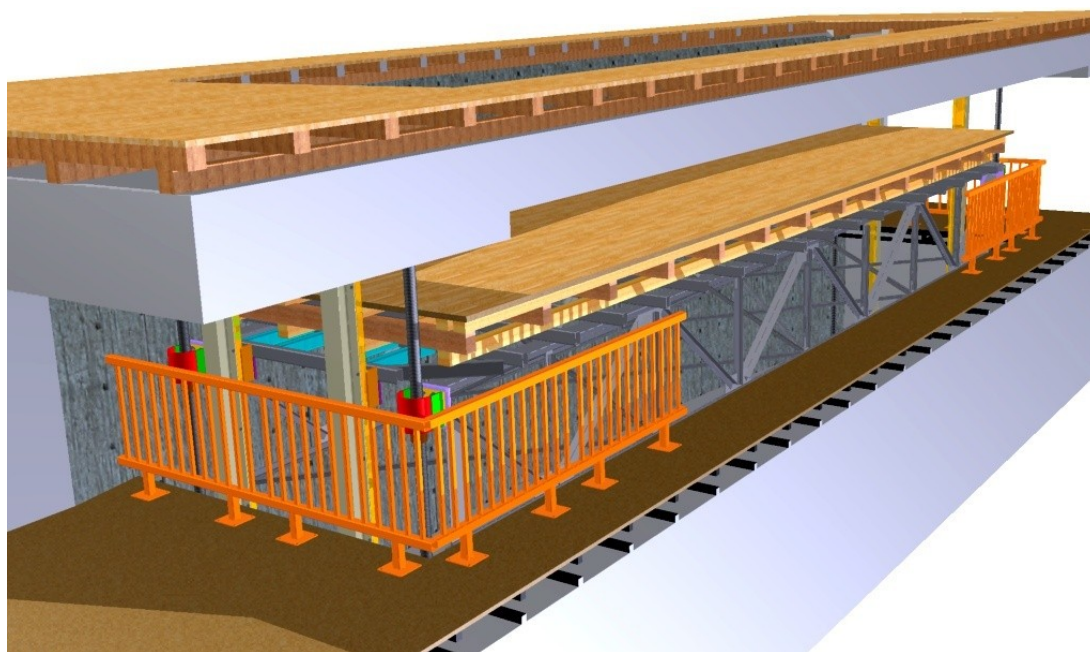
Obr. 49 - Posunutí v horním uložení lineárního vedení

20 Bezpečnostní prvky a řízení

20.1 Bezpečnost

Přidaným bezpečnostním prvkem při rekonstrukci je ochranné zábradlí. Dle normy ČSN 74 3305 Ochranná zábradlí [4], je hrazení nutné zřídit tam, kde je volný prostor hlubší než 500 mm. Dalším důvodem použití zábradlí je ke snížení rizika újmy na zdraví či majetku.

Umístění zábradlí je kolem kratších stran technologické jámy a dále z části přední nákladové strany (obr. 50). V tomto případě je volný prostor o velikosti 6500 mm ve středu delší strany. Ten umožní jednoduché nakládání a vykládání zařízení ze zdvižného stolu. Výška zábradlí je 1000 mm, což je dle normy základní velikost. Složení je z jednotlivých polí o délce 1500 mm. Dodržením normy je také výplň zábradlí, při které nesmí být mezery mezi svislými prvky větší než 120 mm. V tomto případě je výplň z dutých čtvercových profilů 30x2 EN 10219. Hlavní nosná část zábradlí je z profilu 60x3 EN 10219, včetně noh na kterých je přivařen kotevní plech. Jako povrchovou úpravu jsem zvolil žárové zinkování.



Obr. 50 - Ochranné zábradlí

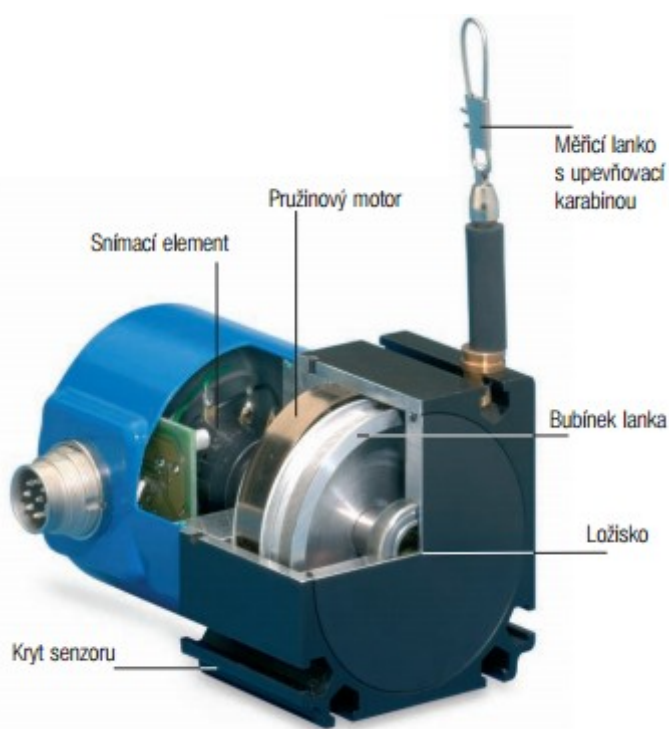
Jako další prvek bezpečnosti lze uvažovat spirálové kryty pohybových šroubů. Ty jsou dodávány jako standardní doplněk ke zdvižným převodovkám. Zabraňují nejen vnikání nečistot do závitu pohybového šroubu, ale také nebezpečí úrazu rotačním pohybem. V této části je nutno zdůraznit, že s celým zařízením může manipulovat pouze strojník, který je

řádně proškolený. Ten dbá nejen na základní údržbu a kontrolu zvedacího stolu orchestřiště, ale také na bezpečnost osob v blízkosti zařízení při jeho pohybu.

Ochrana střížných hran je provedena jen na zadní straně stolu pomocí ohýbaných plechů uchycených do čela OSB desky zdvižného stolu.

20.2 Řízení a regulace

Pro určení horní a spodní polohy stolu jsou v lineárním vedení dodatečně montovány koncové spínače. Jako základní prvek řízení slouží IRC snímač připojený na hřídel motoru. Ten dává informace o aktuálním stavu polohy motorové hřídele řídicímu uzlu. Přes pevný převodový poměr lze tímto způsobem zjistit polohový stav stolu. Souběžně s tímto kontrolním prvkem pracuje enkodér připojený na lankovou mechaniku (obr. 51). Odvíjení probíhá na kratších stranách stolu. Otáčkové řízení motorů je realizováno frekvenčními měniči se zpětnou vazbou. Do celku řízení jsou zakomponovány elektromagnetické brzdy jednotlivých motorů. Díky tomuto systému řízení je možno přesně a spolehlivě řídit zdvih stolu a kontrolovat jeho aktuální pozici. Přesné zapojení a určení jednotlivých komponentů řízení provede specializovaný elektro-úsek.



Obr. 51 - Lanková mechanika s enkodérem [21]

21 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout rekonstrukci zvedacího stolu orchestřiště ve filharmonii Hradec Králové. Podle zadaných parametrů a požadavků zadavatele jsem provedl řešení rekonstrukce opotřebovaných částí zdvižného stolu. Při jednotlivých krocích jsem postupoval v souladu s normou Jevištní technologická zařízení – bezpečnostně technické požadavky.

Po měření opotřebení jednotlivých šroubů jsem zpracoval konstrukční možnosti rekonstrukce. Nejvýhodnější variantou pro zadavatele bylo použití pohybových šroubů pro zdvih samotného stolu. V tomto případě jsem použil zdvižné převodovky společnosti MecVel. Při návrhu jsem postupoval podle katalogu. Souběžně se zdvižnými převodovkami jsem volil elektromotor, tak aby byly dodrženy parametry zadání.

Řešení jednolitých uchycení a montážních prvků jsem volil s ohledem na snadnou výrobu, jednoduchost a příznivou cenu. Dále jsou pak uložení zdvižných převodovek řešeny jako nastavitelné. Tím je dodržen požadavek přesného ustavení stolu vůči pochozí ploše jeviště. Všechny svarové spoje jsou provedeny metodou MAG 135. Díly, které se nebudou svařovat na místě, jsou žíhány pro odstranění vnitřního pnutí. Po tryskání na jemno je pak povrchová úprava provedena černou barvou ve dvou vrstvách.

Lineární vedení stolu jsem vyřešil ze standardně dodávaných dílu společnosti Winkel. Zatížení v horizontální rovině je přes fixní osová ložiska zachyceno ve vodících kolejnicích. Možnost nastavení pozice kolejnice ve všech směrech umožní plynulé vedení zdvižného stolu.

Hlavní navržené celky jsem kontroloval kombinací softwarových a početních metod. Okrajové podmínky MKP analýz jsem nastavil tak, abych se co nejvíce přiblížil skutečným napětovým stavům v jednotlivých dílech. Všechny navržené komponenty vyhovují. Je nutno zmínit předimenzování navržených součástí již v zadání. Kvůli tomuto problému byl neúspěšně vznesen dotaz na zadavatele.

V poslední části práce jsem shrnul problematiku bezpečnosti, kterou jsem zvýšil přidáním bezpečnostního zábradlí kolem technologické jámy zařízení. Dále jsem stručně popsal systém řízení samotného pohybu zdvižného stolu.

22 Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2006. ISBN 80-7361-033-7
- [2] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky 1: Pro školu a praxi*. 1. vydání. Praha 6: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [3] ČSN 91 8112. *Jevištní technologická zařízení: Bezpečnostně technické požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [4] ČSN 74 3305. *Ochranná zábradlí: Základní ustanovení*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [5] HALAMA, R, L ADÁMKOVÁ, F FOJTÍK, K FRYDRÝŠEK, M ŠOFER, J ROJÍČEK a M FUSEK. *Pružnost a pevnost* [online]. Ostrava, 2011 [cit. 2016-05-09].
- [6] KALÁB, Květoslav. *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku: Vysokoškolská příručka* [online]. Ostrava, 2009 [cit. 2016-05-09].
- [7] MECVEL. *HT/HR Screwjack series*. Itálie, 2015. Dostupné také z: <http://www.raveo.cz/zdvizne-prevodovky-HR>
- [8] GKN LAND SYSTEMS. *UNI-Cardan*. Germany, 2016. Dostupné také z: <http://www.gkn.com/landsystems/>
- [9] *Precima: Magnettechnik GmbH*. Germany, 2014. Dostupné také z: www.precima.de
- [10] *Elektromotory: Vlastimil Moravec* [online]. Hoštejn, 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/>
- [11] *Serapid: Rigid chain technology* [online]. USA: Market Pipeline, 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/>
- [12] *Gala Systems INC* [online]. Kanada: Minimal MTL, 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.galasystems.com/>
- [13] *OCHI INŽENÝRING s.r.o.* [online]. Ostrava: Intro Design, 2008 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: www.ochi.eu

- [14] *Bolzano* [online]. Kladno, 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/>
- [15] *Raveo* [online]. Otrokovice, 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/>
- [16] *E-konstrukter: Portál pro strojní konstruktéry* [online]. Praha: Infiniti Vision, 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: www.e-konstrukter.cz
- [17] *Ferona: Velkoobchod s hutním materiálem* [online]. 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz>
- [18] *Mungo* [online]. Švýcarsko, 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.mungo.ch/cs/>
- [19] BÖHLER UDDEHOLM. *Svařovací materiály Böhler welding*. Praha, 2011. Dostupné z: <http://www.bohler-uddeholm.cz>
- [20] *FAspoj* [online]. Chomutov, 2011 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.faspoj.cz/>
- [21] *Micro-epsilon* [online]. Bechyně, 2015 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.micro-epsilon.cz/>
- [22] *T.E.A. Technik: Lineární vedení a pohony* [online]. Brno, 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/>
- [23] *Winkel* [online]. Německo, 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.winkel.de/>
- [24] *EBeton* [online]. 2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.ebeton.cz/>

23 Seznam příloh

Příloha 1	Výkres – Sestava rekonstrukce stolu – DP_00_LUK0050
Příloha 2	Výkres – Sestava pohonu – DP_01_LUK0050
Příloha 3	Výkres – Uložení matice – DP_02_LUK0050
Příloha 4	Výkres – Svařenec uložení matice – DP_03_LUK0050
Příloha 5	Výkres – Díly uložení matice – DP_04_LUK0050
Příloha 6	Výkres – Kotevní deska matice – DP_05_LUK0050
Příloha 7	Výkres – Příruba motoru – DP_06_LUK0050
Příloha 8	Výkres – Uchycení šroubu přední – DP_07_LUK0050
Příloha 9	Výkres – Uchycení šroubu zadní – DP_08_LUK0050
Příloha 10	Výkres – Lineární vedení – DP_09_LUK0050
Příloha 11	Výkres – Uchycení vedení přední – DP_10_LUK0050
Příloha 12	Výkres – Uchycení vedení zadní – DP_11_LUK0050
Příloha 13	Výkres – Příruba vedení – DP_12_LUK0050
Příloha 14	CD

Poděkování

Tímto děkuji svému vedoucímu diplomové práce Dr. Ing. Jaroslavu Meleckému a firmě OCHI – INŽENÝRING s.r.o. za cenné rady, připomínky, ochotu a čas.